



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DEL SISTEMA DE MASA NO SUSPENDIDA
PARA EL PROYECTO “FÓRMULA SAE UNAM”.

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
I N G E N I E R O M E C Á N I C O
P R E S E N T A:
M A R I O S Á N C H E Z A R M A S V E L A R D E

DIRECTOR DE TESIS:

ING. MARIANO GARCÍA DEL GÁLLEGO



CIUDAD UNIVERSITARIA

OCTUBRE, 2011

Índice

Introducción	1
1 Antecedentes	2
1.1 Fórmula SAE	2
1.2 Masa no Suspendida	3
2 Rines y Llantas	4
2.1 Reglamento	4
2.2 Rines	4
2.3 Llantas	8
3 Frenos	10
3.1 Introducción	10
3.2 Reglamento	10
3.3 Tipos de sistemas de frenado	10
3.4 Cálculos del sistema	13
3.5 Selección de Componentes	20
3.5.1 Mordazas	20
3.5.2 Cilindros maestros	22
3.5.3 Pedal	24
3.5.4 Discos de freno	26
3.5.5 Líneas de freno	30

3.5.6	<i>Balatas</i>	30
3.5.7	<i>Líquido de frenos</i>	31
4	Masa no Suspendida Delantera	32
4.1	Introducción	32
4.2	Rodamiento	32
4.2.1	<i>Tipos</i>	33
4.2.2	<i>Selección</i>	35
4.3	Mango de la dirección	35
4.3.1	<i>Interacciones</i>	35
4.3.2	<i>Materiales</i>	36
4.3.3	<i>Diseño</i>	37
4.3.4	<i>Análisis por Elementos Finitos</i>	42
4.4	Maza y eje	44
4.4.1	<i>Interacciones</i>	44
4.4.2	<i>Tipos de eje</i>	45
4.4.3	<i>Materiales</i>	45
4.4.4	<i>Diseño de la maza y el eje</i>	46
4.4.5	<i>Análisis por Elementos Finitos</i>	52
4.5	Ensamble del sistema	54
5	Masa no Suspendida Trasera	56

5.1	Introducción	56
5.2	Rodamiento	56
5.3	Maza	56
5.3.1	<i>Interacciones</i>	56
5.3.2	<i>Materiales</i>	57
5.3.3	<i>Diseño</i>	57
5.3.4	<i>Análisis por Elementos Finitos</i>	59
5.4	Mango trasero	62
5.4.1	<i>Interacciones</i>	62
5.4.2	<i>Materiales</i>	62
5.4.3	<i>Diseño</i>	62
5.4.4	<i>Análisis por Elementos Finitos</i>	65
5.5	Ensamble del sistema	67
6	Manufactura	68
7	Resultados y Recomendaciones	73
8	Conclusiones	79
9	Bibliografía	80

Introducción

Esta tesis se enfoca en el desarrollo del sistema de masa no suspendida de un vehículo Fórmula SAE, concretamente, se presenta el desarrollo de dicho sistema para el prototipo “Fórmula SAE UNAM 2011”, realizado como proyecto de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México.

El primer capítulo da una breve descripción de la competencia, dónde se realiza, las reglas y además describe el sistema a desarrollar de manera muy general así como los elementos que lo componen. En el capítulo 2 se explica el proceso de selección que se llevó para elegir los rines y llantas a utilizar. En el capítulo 3 se trata el desarrollo de todo el sistema de frenos del vehículo, incluyendo cálculos de energía, selección de componentes e interacciones con los demás elementos del sistema. En los capítulos 4 y 5 se desarrolla el diseño de los componentes centrales del sistema (mazas y mangos) para las ruedas delanteras y traseras del vehículo, respectivamente. En el capítulo 6 se explica de manera general el proceso de manufactura de cada una de las piezas. Finalmente, en el capítulo 7 se presentan los resultados obtenidos en la competencia, así como un resumen del desempeño general del sistema y recomendaciones para su mejora.

Objetivo

Diseñar el sistema de masa no suspendida del vehículo FSAE UNAM 2011 logrando un sistema más ligero que el de la temporada anterior y que cumpla con las restricciones impuestas por el reglamento de la competencia así como las necesidades de interacción con otros subsistemas en el vehículo, todo esto manteniendo la confiabilidad general del sistema.

1 Antecedentes

1.1 Fórmula SAE

Fórmula SAE es una competencia de diseño a nivel estudiantil organizada por SAE International (Sociedad de Ingenieros Automotrices).

El concepto detrás de Fórmula SAE es que una compañía ficticia ha contratado a un equipo de diseño para desarrollar un pequeño auto tipo formula. El prototipo del auto será evaluado por su potencial como vehículo de producción. El segmento de mercado al que está dirigido es un corredor de autocross de fin de semana (amateur). Cada equipo de estudiantes diseña, construye y prueba su prototipo que está basado en una serie de reglas cuyo objetivo es promover la resolución de problemas y dar lineamientos de seguridad en el evento.

Fórmula SAE promueve el desarrollo profesional de los estudiantes involucrados ya que engloba todos los aspectos de la industria automotriz incluyendo investigación, diseño, manufactura, pruebas, desarrollo, mercadotecnia, administración y finanzas. Fórmula SAE lleva a los estudiantes a salir del salón y aplicar los conocimientos teóricos aprendidos a una experiencia real de trabajo.

Existen actualmente 8 sedes a nivel mundial:

- Michigan, EUA
- California, EUA
- Brasil
- Australia
- Japón
- Italia
- Alemania
- Reino Unido



Fig. 1. 1 Ilustración con la ubicación de las diferentes sedes de la competencia alrededor del mundo.

1.1 Masa no Suspendida

La masa no suspendida es la porción de la masa total del vehículo que no está soportada por la suspensión del mismo. Está compuesta de las llantas, rines, masas, mangos de la dirección, y frenos. Como ésta masa es la que los amortiguadores tienen que controlar para mantener la llanta en contacto con el piso, mientras menor sea, mejor se podrá controlar.

La masa suspendida es la porción de la masa total del vehículo que es soportada por el sistema de suspensión del mismo. Esto incluye el chasis, el motor, tanque de combustible, caja de velocidades, etc. En otras palabras, la mayor parte de la masa.

Dependiendo de la aplicación y tipo de vehículo, se pueden encontrar diferentes configuraciones de componentes en el sistema para reducir la masa no suspendida. Un ejemplo de esto es el uso de frenos *inboard*. Esto quiere decir que el sistema de frenado se encuentra en la masa suspendida, un ejemplo a continuación.



Fig. 1. 2 Ejemplo de frenos *inboard*. Nótese que los discos de frenado se encuentran dentro de la zona suspendida del vehículo.

Éste tipo de configuraciones no es muy común ya que por lo general implica un sacrificio en piezas innecesarias y no aporta una ventaja tan significativa.

Los componentes que integran el sistema fueron diseñados con el objetivo de mantener el peso lo más bajo posible, teniendo en cuenta las facilidades disponibles para su maquinado así como disponibilidad de materiales y costo. Además de esto, los componentes sometidos a cargas elevadas fueron evaluados por medio de software de análisis por elementos finitos (Solidworks Simulation) para garantizar que su comportamiento sea el deseado.

Las principales interacciones con otro sistema se dan con el sistema de suspensión y tren motriz ya que el diseño de éstos dicta los requisitos de diseño de masa no suspendida.

2. Rines y Llantas

2.1 Reglamento

Los artículos del reglamento para la competencia Formula SAE 2011 que afectan a las llantas y rines son los siguientes:

- B6.3
- B6.4

Éstos artículos establecen que los rines deben ser de por lo menos 8 pulgadas de diámetro además de que deben tener tuercas adecuadas para su sujeción a la masa.

Con respecto a las llantas, especifica que se debe contar con 2 tipos de llanta: para pista seca; y para pista mojada. Además dice algunas de las características que deben tener dependiendo del tipo.

2.2 Rines

La selección de las dimensiones de los rines son determinantes en el diseño de todos los demás sistemas del vehículo y, particularmente al sistema de masa no suspendida lo afecta en cuanto al espacio disponible para el empaquetamiento de los componentes de frenado.

Las opciones de tamaño de rines más comunes para éste uso son rines de 13" y 10"; los de 13" son los más comunes ya que aportan gran espacio para el empaquetamiento y son muy recomendables para equipos de primeros años, los de 10" tienen la ventaja de que son más ligeras pero la desventaja de que los componentes que van dentro del rin deben tener dimensiones muy pequeñas para caber y funcionar correctamente, por éste motivo, son más utilizadas por equipos con muchos años de experiencia.

Rines de 10"

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Ligeros • Menor precio 	<ul style="list-style-type: none"> • Empaquetamiento muy complicado • Requiere de un diseño óptimo • Se compromete el diseño de la suspensión • Son difíciles de conseguir en México

Rines de 13"

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Sencillez de empaquetamiento • Recomendada para equipos de primeros años de participación • Disponibilidad de llantas • Se consiguen en México 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor peso • Mayor precio

2. Rines y Llantas

Considerando los factores antes mencionados se determinó utilizar rines de 13 pulgadas de diámetro puesto que ya se contaba con el proveedor de la temporada pasada y además ya se tenía un juego de rines de ese tamaño.

Una vez tomada la decisión en cuanto al diámetro, se procedió a determinar el ancho del rin. Se requirió la participación del equipo de suspensión en la definición de esta medida debido a que es muy importante para definir el espacio disponible para los puntos de sujeción de la suspensión y la ubicación de estos determina varios parámetros importantes para ese sistema (e.g. ángulos de kingpin, caster, camber); de esta manera se tomó la decisión conjunta de utilizar un ancho de 7" para tener un backspacing (D) de 5.5". En la figura 2.1 se muestran las dimensiones finales de los rines a utilizar.

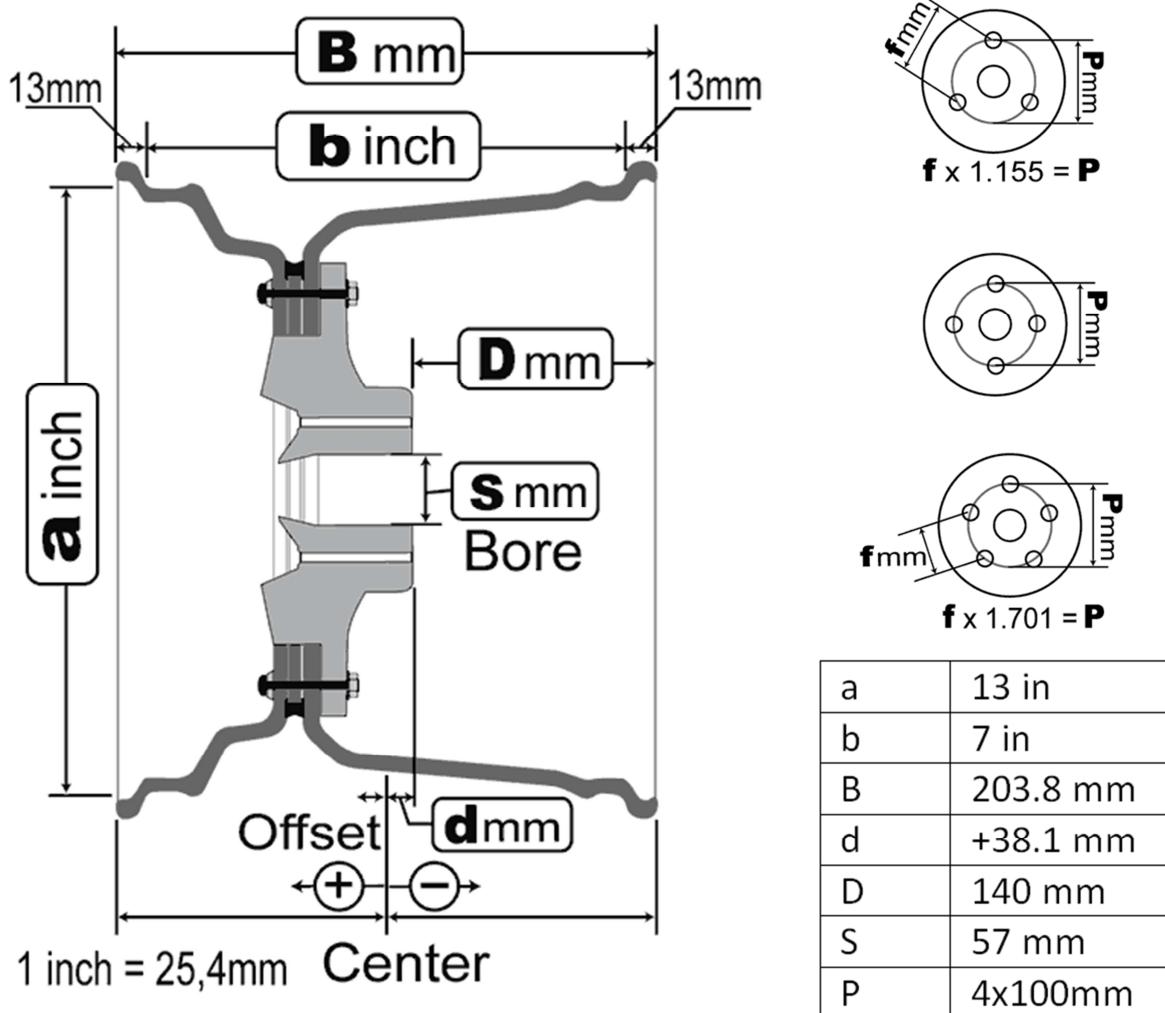


Fig 2. 1 Medidas proporcionadas al fabricante de los rines para su fabricación.

Posteriormente, se fijó con el sistema de suspensión un diámetro de círculo máximo dentro del rin para poner los puntos de sujeción de la suspensión tomando en cuenta que estos puntos representan el centro de la junta esférica y hay que diseñar una estructura alrededor de ella para sujetarla al mango de la dirección. Con la experiencia de la temporada pasada se determinó que el diámetro de éste círculo fuera de 240mm y así tener un espacio mínimo de 10mm entre el aro del rin y cualquier componente estático. La figura 2.2 ilustra el espacio disponible para colocar los demás componentes de los sistemas de suspensión y masa no suspendida.

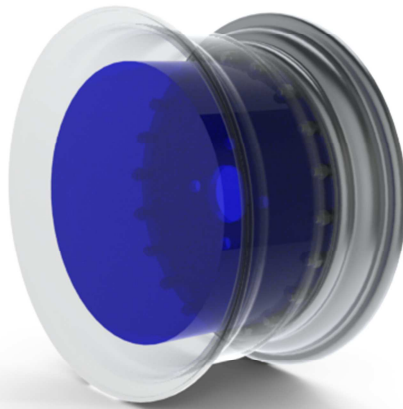


Fig 2. 2 En esta imagen se puede visualizar el espacio disponible dentro del rin (marcado con azul).

Otro elemento importante en la selección de los rines es la manera de sujetarse a la masa. Existen principalmente 2 alternativas, cada una con diferentes ventajas:

Una tuerca al centro

La ventaja más importante de éste tipo de sujeción es que es muy fácil y rápido cambiar una llanta ya que sólo se requiere quitar una tuerca y se desmonta la llanta. Esta ventaja, aunque muy útil y cómoda, es innecesaria en la competencia ya que no es necesario cambiar de manera expedita las llantas del coche, además utilizar esta opción complica el diseño de la masa. Otra ventaja que tiene éste método de sujeción es que se reduce el peso en una pequeña proporción.



Fig 2. 3 Ejemplo de un rin con una sola tuerca al centro.

4 tuercas en un círculo de 100mm

Esta opción brinda mayor flexibilidad en cuanto a selección de rines porque es muy común en el mercado y además, en la competencia, muchos equipos utilizan esta configuración y en caso de alguna emergencia se podría solicitar un préstamo de un rin. Otra ventaja es que los birlos y tuercas de birlo están comercialmente disponibles en cualquier casa del tornillo y no requiere complicar el diseño de la masa.



Fig 2. 4 Ejemplo de un rin con 4 tuercas.

Con base en las observaciones anteriores se decidió utilizar la configuración de 4 tuercas en un círculo de 100mm y así aprovechar la posibilidad de utilizar el juego de la temporada pasada.



Fig 2. 5 Render de los rines utilizados en la competencia

2.3 Llantas

Las llantas son uno de los elementos más importantes del vehículo ya que a través de ellas se transmite cualquier entrada del piloto hacia la pista y su comportamiento es esencial para el buen desempeño del auto. Cumplen esencialmente 3 funciones:

- Soportar la carga vertical de vehículo.
- Transmitir fuerza longitudinal para acelerar y frenar.
- Transmitir fuerzas laterales en curvas.

Se pueden clasificar dependiendo su construcción, composición química, características del dibujo, uso recomendado, entre otras.

El análisis del comportamiento y estudio de las propiedades de los diferentes tipos y compuestos de llantas es un tema complicado ya que la única manera de saber con certeza cómo se comportará una determinada llanta en condiciones preestablecidas es probándola físicamente. Éste procedimiento requiere de maquinaria especializada y un estudio muy profundo del tema.

Ésta tesis no abarca dicho estudio, sin que se enfoca únicamente en la selección de las llantas para el vehículo FSAE UNAM 2011, que se realizó considerando básicamente 2 factores muy importantes:

Experiencia de otros equipos en competencia

Al no tener el equipo para probar ni el presupuesto para mandar realizar las pruebas a las llantas, se realizó una búsqueda dirigida a obtener información acerca de las llantas que utilizan los equipos con más experiencia en competencia y los resultados que han tenido con ellas. Algo muy importante de ésta interacción con otros equipos a nivel mundial es que, por lo general, los demás equipos están dispuestos a compartir información acerca de sus vehículos y experiencias pasadas con ciertos componentes.

Disponibilidad

El segundo factor a evaluar fue la disponibilidad de las llantas para conseguir repuestos en caso de que llegara a fallar alguna. Esto es especialmente importante porque debido al presupuesto limitado con el que se contaba, no era posible comprar más de 1 juego de llantas antes de la competencia, por lo tanto era esencial que si en competencia alguna llanta llegara a fallar, fuera posible comprar una de refacción.

Tomando en cuenta los 2 factores mencionados, la selección de las llantas a utilizar se simplificó en gran medida ya que es una llanta especialmente diseñada para la competencia, además es una elección muy popular entre los demás equipos y les ha brindado muy buenos resultados. Además, el fabricante de éstas llantas cuenta con un stand en el evento para brindar cualquier servicio relacionado con llantas a los equipos que así lo requieran.

Con la información mencionada en los puntos anteriores, se decidió utilizar llantas tipo slicks de la marca Hoosier con medidas 20.5" x 7.0" – 13. Es decir 20.5" de diámetro exterior, 7" de ancho, para rin de 13". Estas llantas son especialmente diseñadas para competencia, por lo tanto son de un compuesto

2. Rines y Llantas

suave que genera un gran coeficiente de fricción con la pista cuando se calienta y además son muy ligeras.

En el evento se requiere por reglamento, contar con llantas para piso mojado que no sean slicks. Este juego de llantas sólo es utilizado en caso de lluvia durante el evento. En la historia de la competencia FSAE West, en Fontana, California, nunca se han tenido condiciones de pista mojada durante la competencia, por esta razón se llevaron unas llantas comerciales para uso general sólo para mostrarlas en la inspección. De haber existido condiciones de pista mojada que obligaran a competir con llantas especiales para lluvia, se hubiera adquirido un juego de llantas Hoosier de compuesto más suave y con dibujo para pista mojada.

3. Frenos

3.1 Introducción

El sistema de frenos en cualquier vehículo es un sistema de suma importancia ya que proporciona el medio para volver al estado de reposo de una manera controlada y a voluntad. En el caso de los autos de competencia, el sistema de frenado juega un papel más importante porque, para obtener el mejor rendimiento del vehículo el piloto debe contar con un sistema confiable y adecuado a las condiciones de pista.

El principio de funcionamiento del sistema de frenos es que disipan la energía cinética del vehículo en movimiento convirtiéndola en energía calorífica al friccionar un elemento rotativo con uno estático.

3.2 Reglamento

Los artículos del reglamento para la competencia Formula SAE 2011 que hacen referencia al sistema de frenado son:

- B7.1
- B7.2
- B7.3
- B7.4

En éstos artículos se estipula que el vehículo debe tener un sistema de frenado que actúe sobre las 4 ruedas y es operado con un solo control. Además debe tener 2 circuitos hidráulicos independientes para que si uno de ellos llegase a fallar, se tenga la capacidad de que el sistema esté activo en al menos 2 de las 4 ruedas.

En relación a los lineamientos de seguridad, e reglamento dice que el trazado de las líneas tiene que estar debidamente protegido de partes móviles que se puedan romper y hacer fallar al sistema y que el vehículo debe contar con una luz de freno que sea claramente visible en el día. También dice que el pedal debe tener un apagador de emergencia que se active si el pedal sobrepasa su recorrido normal debido a una fuga en el sistema, éste apagador debe cortar el suministro eléctrico al vehículo para detener el funcionamiento del motor.

Finalmente, el reglamento describe la prueba de frenado que se realiza en la competencia, en la cual se tienen que bloquear las 4 llantas para poder pasar y participar en eventos dinámicos.

3.3 Tipos de sistemas de frenado

Los sistemas de frenado hidráulicos en automóviles actualmente pueden ser de 2 tipos:

Frenos de Tambor

En este tipo de frenos, la fricción es generada por un juego de zapatas que son presionadas contra una parte rotativa en forma de tambor (de ahí el nombre). Por lo general se fricciona la superficie interna

del tambor, aunque en contados casos se fricciona la parte externa. En la figura 3.1 se muestra un ejemplo de freno de tambor.



Fig. 3. 1 Freno de tambor desarmado (falta el tambor). Se pueden apreciar las zapatas que friccionan contra él.

Ventajas

Gracias a su mayor superficie de contacto entre las zapatas y el tambor (ver imagen anterior) existen un par de ventajas cuando se comparan con un sistema de disco: la primera es que al tener mayor superficie de contacto, se puede obtener mayor par de frenado que si se utilizara un disco de igual diámetro; la segunda es que las zapatas tienen mayor vida útil que las de un sistema de disco.

Otra ventaja es que la implementación de un freno mecánico de estacionamiento es mucho más sencilla que en un sistema de frenos de disco.

Desventajas

La principal desventaja que existe en este tipo de sistema de frenado es que la energía en forma de calor que se transfiere al sistema al frenar no tiene una manera efectiva de transportarse al medio ambiente, lo que provoca que existan problemas de sobrecalentamiento si se exige mucho al sistema.

Otra desventaja especialmente importante para el caso de un vehículo de carreras es que el peso de un freno de tambor puede llegar a ser significativamente mayor al de un freno de disco.

Frenos de Disco

Los frenos de disco, a diferencia de los de tambor, utilizan un disco rotatorio que es friccionado por las zapatas que van contenidas en la mordaza o cáliper, mismo que se encarga de transmitir la presión hidráulica a las zapatas. Éste tipo de sistema de frenado es el más comúnmente utilizado actualmente. En la figura 3.2 se muestra un freno de disco hidráulico.

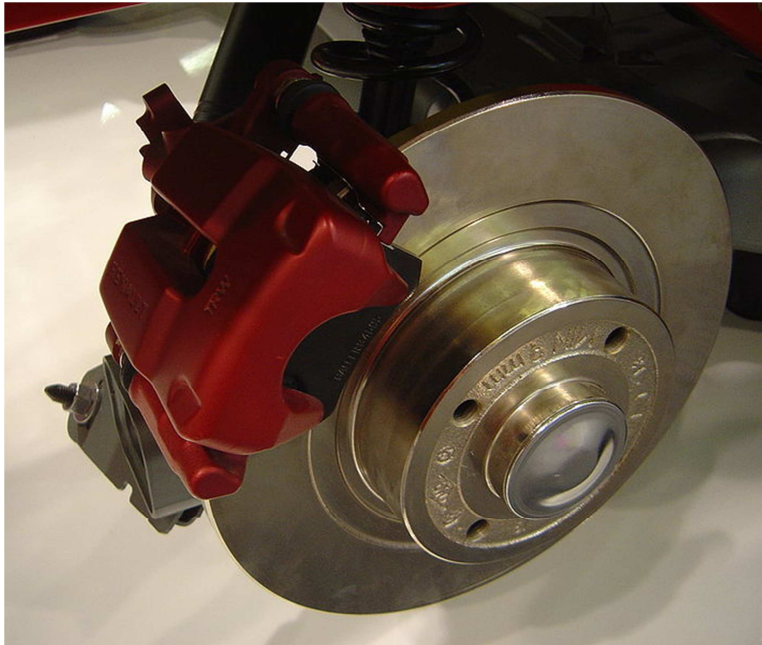


Fig. 3. 2 Freno de disco con todos sus componentes.

Ventajas

La principal ventaja que existe al utilizar frenos de disco sobre los de tambor, es que gracias a sus características, la disipación de calor generado al frenar es mucho más eficaz. Otra ventaja es que es más fácil dar servicio a este tipo de sistema por la accesibilidad de todos los componentes.

Una ventaja importante en nuestro caso es que es mucho más sencillo manufacturar los discos que los tambores con el herramental disponible.

Desventajas

La eficiencia del sistema depende de la rigidez de la mordaza para soportar las altas fuerzas generadas al frenar y que si la mordaza cede y se deforma de más se pierde mucha eficiencia de frenado.

Se requiere mayor fuerza de aplicación o mayor diámetro de disco para generar la misma fuerza de frenado que en un freno de tambor del mismo tamaño.

Selección

Estos factores hacen que la decisión del sistema a utilizar en el auto sea relativamente fácil porque el sistema de freno de disco tiene las características que se requieren en un auto de competencia y además los componentes que se requieren son más fáciles de conseguir y/o manufacturar.

3.4 Cálculos del sistema

Conservación de energía

El principio de funcionamiento de un sistema de frenado se basa en la transferencia de energía cinética de un vehículo en movimiento transformándola mediante un fenómeno de fricción a energía calorífica y finalmente disipando el calor al ambiente.

La ecuación que sirve para describir la energía cinética de un cuerpo en movimiento es:

$$e_c = \frac{1}{2} * m_v * v_v^2$$

Donde:

- e_c : Energía cinética
- m_v : Masa del vehículo
- v_v : Velocidad del vehículo

Idealmente, toda la energía cinética del vehículo es transformada a energía calorífica. Aunque sabemos que esto no es cierto debido a otros factores como efectos aerodinámicos, fricción en otros componentes, etc. podemos considerar para efectos de cálculo que esto sucede. Entonces

$$e_c = e_t$$

$$e_t = C_p * m_d * \Delta t_d$$

Donde:

- C_p : Capacidad calorífica de los elementos que absorben energía
- m_b : Masa de los elementos que absorben energía
- Δt_b : Aumento de temperatura de los elementos que absorben energía

Nota: Para simplificación de cálculos, y por ser el elemento que recibe directamente la energía calorífica, se considera sólo el disco como elemento que absorbe energía.

Por lo tanto:

$$\frac{1}{2} * m_v * v_v^2 = C_p * m_d * \Delta t_d$$

De ésta igualdad se puede deducir que el aumento en la temperatura del sistema de frenado es directamente proporcional a la masa del vehículo. Y aún más importante que eso, que el mismo aumento de temperatura es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad a la que se desplaza el vehículo, i.e. si la velocidad del vehículo aumenta al doble, teóricamente la temperatura aumentaría con un factor de 4. Aunque por cuestiones de fricción en diversos componentes, factores aerodinámicos, y demás factores que absorben mayores cantidades de energía a mayores velocidades, el factor de 4 es menor. Pero para los cálculos realizados se considera el caso ideal y los demás factores brindan un factor de seguridad agregado.

Pedal de freno

El pedal de freno es la interfaz que existe entre el piloto y el sistema de frenado. Además de esto, es un dispositivo que brinda una ventaja mecánica a la entrada del piloto al multiplicar la fuerza ejercida por el mismo. La fuerza de salida es igual a la fuerza ejercida por el piloto multiplicada por el brazo de palanca en el pedal:

$$F_{bp} = F_d * \left(\frac{L_2}{L_1}\right)$$

donde:

F_{bp} : Fuerza de salida del pedal

F_d : Fuerza aplicada al pedal por el piloto

L_1 : Distancia del pivote del pedal al embolo de salida

L_2 : Distancia del pivote al punto donde ejerce la fuerza el piloto

Esta ecuación también considera un 100% de eficiencia mecánica en todos los componentes del pedal, en la realidad existe deformación y fricción en los componentes.

Cilindro maestro

La función del cilindro maestro es convertir la fuerza mecánica que viene de la salida del pedal en una presión hidráulica en el fluido de frenos. Para esta ecuación se considera un líquido incompresible y componentes rígidos. Con esto, la presión generada por el cilindro maestro es:

$$P_{mc} = \frac{F_{bp}}{A_{mc}}$$

donde:

P_{mc} : Presión de salida

A_{mc} : Área del pistón en el cilindro maestro

Líneas de freno

Las líneas de freno se encargan de transmitir la presión generada en el cilindro maestro a las mordazas. Una vez más considerando fluido incompresible y componentes rígidos se tiene que la presión en el cilindro maestro y en las mordazas es la misma.

$$P_{cal} = P_{mc}$$

donde:

P_{cal} : Presión en las mordazas

Mordazas

Las mordazas son las encargadas de volver a transformar la presión del líquido de frenos en una fuerza mecánica. Otra de sus funciones es que sirve de soporte para las zapatas. La ecuación que describe dicha transformación es:

$$F_{cal} = P_{cal} * A_{cal}$$

Una consideración muy importante para la realización de los cálculos es que la fuerza obtenida para la mordaza es sólo la fuerza que ejerce el pistón sobre la zapata en un lado. Para su funcionamiento, la mordaza está diseñada para generar una fuerza de reacción del otro lado del disco de igual magnitud pero de sentido contrario. Por lo tanto la fuerza que ejerce la mordaza sobre el disco es:

$$F_{clamp} = F_{cal} * 2$$

Las 2 ecuaciones anteriores se obtienen al considerar componentes rígidos y fluido incompresible.

Zapatas

Es responsabilidad de las zapatas generar la fuerza de fricción que se opone a la rotación del disco. La fuerza de fricción generada depende de la fuerza aplicada por la mordaza y del coeficiente de fricción que existe entre el compuesto de la zapata y el disco de freno;

$$F_{friction} = F_{clamp} * \mu_{bp}$$

Esta ecuación en la realidad es afectada por factores como la compresibilidad del compuesto de las zapatas, deformación mecánica, fricción en la mordaza, etc.

Disco de freno

El disco de freno sirve como el elemento encargado de generar el par de frenado junto con las zapatas, además de ser el principal elemento que absorbe calor en el sistema. El par generado depende de la fuerza de fricción descrita anteriormente y del radio efectivo en el que se aplica dicha fuerza:

$$T_r = F_{friction} * r_{eff}$$

El radio efectivo se refiere a la distancia que existe entre el eje de rotación del disco y el centro de presión de los pistones de las mordazas.

Debido a que el disco está rígidamente unido a la maza y al rin, el par se considera constante en todos los elementos rotatorios:

$$T_t = T_w = T_r$$

donde:

T_w : Par en el rin

T_t : Par en la llanta

Llanta

La llanta es el último elemento en éste sistema y es la encargada de finalmente provocar que el vehículo desacelere al transmitir el par de frenado al pavimento.

Suponiendo que hay suficiente tracción (fricción entre la llanta y el pavimento), la llanta va a reaccionar al par transmitido desde el disco. La tracción disponible es función de las características de la llanta y del pavimento para cada evento. Sin embargo si se considera que la llanta no derrapa la fuerza de reacción que se tendrá en la superficie de contacto entre la llanta y el pavimento es:

$$F_{tire} = \frac{T_t}{R_t}$$

donde:

R_t : Radio de la llanta

F_{tire} : Fuerza de reacción

Cabe destacar que todo este procedimiento se hizo considerando solamente una llanta y que en una frenada se deben tomar en cuenta las 4 ruedas con sus respectivas consideraciones. Una e ella es que en un evento de frenado la fuerza y el par de frenado no será igual en todas las ruedas debido a la transferencia de masa que existe, pero se tratará más a detalle en la siguiente sección.

Desaceleración del vehículo

Ahora se desarrollarán los cálculos de los efectos dinámicos que sufre el vehículo en un evento de frenado. El más evidente es la desaceleración del mismo. La desaceleración que experimentará el vehículo se puede describir mediante la siguiente ecuación:

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v}$$

donde:

a_v : Desaceleración del vehículo

Distancia de frenado

La distancia de frenado es aquella que requiere el vehículo para detenerse por completo. Esta ecuación es para el caso ideal en el que el par de frenado es aplicado como función escalón y además considera que la desaceleración es constante a lo largo del evento, ambos factores en la realidad no son así. La ecuación para calcularla es:

$$SD_v = \frac{v_v^2}{2 * a_v}$$

donde:

SD_v : Distancia de frenado

Distribución de peso

Cuando el vehículo se encuentra en reposo o con condiciones de cero aceleración, la distribución de peso entre el eje delantero y el trasero se mantiene constante. La manera más sencilla para obtener esta distribución de peso es pesar directamente el vehículo. En el caso del diseño del vehículo FSAE UNAM 2011, al no tener el vehículo físicamente, se realizó una estimación de dicha distribución de peso y del peso total para realizar los cálculos.

Transferencia de peso

Durante un evento de frenado se da un fenómeno de transferencia de peso de las llantas traseras hacia las delanteras, manteniendo el peso total constante. Los factores que determinan la magnitud de la transferencia de peso para un evento dado son la desaceleración que experimenta el vehículo, y la ubicación del centro de gravedad del mismo. La ecuación para calcular la transferencia de peso es la siguiente:

$$WT = \left(\frac{a_v}{g}\right) * \left(\frac{h_{cg}}{WB}\right) * V_t$$

donde:

WT: Peso transferido del eje trasero al delantero

g: Aceleración de la gravedad

h_{cg} : Altura del centro de gravedad

Una vez calculado el peso que se va a transferir del eje trasero al delantero, se suma o resta, dependiendo del caso, al peso en cada eje en una situación estática:

$$\begin{aligned} V_{f,d} &= V_f + WT \\ V_{r,d} &= V_d + WT \end{aligned}$$

donde:

$V_{f,d}$: Fuerza vertical en el eje delantero para una desaceleración determinada

$V_{r,d}$: Fuerza vertical en el eje trasero para una desaceleración determinada

V_f : Fuerza vertical en el eje delantero en situación estática

V_r : Fuerza vertical en el eje trasero en situación estática

Efectos de la transferencia de peso

Al modificarse la distribución de peso en el vehículo, la capacidad de frenado que existe en cada eje es modificada también. En condiciones estáticas, la fuerza de frenado generada en cada eje (2 llantas por eje) es la siguiente:

$$\begin{aligned} F_{tires,f} &= \mu_{peak,f} * V_f \\ F_{tires,r} &= \mu_{peak,r} * V_r \end{aligned}$$

donde:

$F_{tires,f}$: Fuerza de frenado combinada en las llantas delanteras

$F_{tires,r}$: Fuerza de frenado combinada en las llantas traseras

$\mu_{peak,f}$: Coeficiente de fricción máximo entre las llantas delanteras y el piso

$\mu_{peak,r}$: Coeficiente de fricción máximo entre las llantas traseras y el piso

Sin embargo, al cambiar las condiciones de carga en cada eje, estas ecuaciones se modifican y quedan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} F_{tires,f} &= \mu_{peak,f} * V_{f,d} = \mu_{peak,f} * (V_f + WT) \\ F_{tires,r} &= \mu_{peak,r} * V_{f,r} = \mu_{peak,r} * (V_r - WT) \end{aligned}$$

De las ecuaciones anteriores se puede deducir que la transferencia de peso en un evento de frenado aumenta la capacidad máxima de frenado en el eje delantero y disminuye, en igual proporción, la capacidad máxima de frenado en el eje trasero.

Distribución óptima de frenado

Para obtener una distribución de frenado óptima en un vehículo, la relación entre las fuerzas de frenado en los ejes delantero y trasero deben ser iguales a la distribución de peso en los mismos ejes calculado con la transferencia de peso. Esto lleva a que:

$$\frac{F_{tires,f}}{V_{f,d}} = \frac{F_{tires,r}}{V_{r,d}}$$

Un factor clave en el cálculo de esta distribución óptima de frenada es que, debido a que la transferencia de masa es afectada por la desaceleración, se puede tener una distribución óptima para un sólo valor de desaceleración. Para el diseño del sistema de un auto de carreras, como se requiere un desempeño máximo en frenado, la distribución de frenado se calcula tomando como referencia la desaceleración máxima que será capaz de desarrollar el vehículo. Esto es porque se pretende que las frenadas se realicen lo más rápido y en la menor distancia posible para tener una velocidad mayor durante más tiempo en la pista.

Con esto se concluye la explicación teórica de los cálculos en un sistema de frenado.

Cálculos FSAE UNAM 2011

Al realizar los cálculos para el diseño del sistema de frenado del vehículo FSAE 2011 se analizaron varios escenarios en los que figuraban diferentes componentes posibles. Para una visualización óptima de los datos, y para tener una manera sencilla para comparar los datos directamente en los diversos escenarios, se realizó una hoja de cálculo en Excel en la que se vaciaron las fórmulas antes mencionadas y a la que se le alimentaron los datos propios de casa caso.

A continuación se muestra una captura de pantalla de dicha hoja de cálculo con los diferentes escenarios analizados.

3. Frenos

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
1	Calculos de energia																				
2																					
3	Datos:																				
4			Caso 1	Caso2	Caso3	Caso4	Caso5	Caso6	Caso7						Caso1	Caso2	Caso3	Caso4	Caso5	Caso6	Caso7
5	Peso	kg	330	330	330	330	330	330	330						337.5	337.5	337.5	337.5	337.5	337.5	337.5
6	Velocidad	km/h	80	80	80	80	80	80	80						763.9	763.9	763.9	1100.1	763.9	763.9	763.9
7	Cp disco	kcal/kg°C	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11						763.9	561.3	429.7	763.9	763.9	763.9	763.9
8	Pedal	lb	75	75	75	75	75	75	75						1837.5	1837.5	1837.5	2646.0	1837.5	1837.5	1837.5
9	Pedal ratio		4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5						3675.0	3675.0	3675.0	5292.0	3675.0	3675.0	3675.0
10	Diam M/C Fr	in	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75						3675.0	2700.0	2067.2	3675.0	3675.0	3675.0	3675.0
11	Diam M/C Re	in	0.75	0.875	1	0.75	0.75	0.75	0.75						2205.0	2205.0	1240.3	2205.0	2205.0	2205.0	2205.0
12	Diam Cal Fr	in	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75						2205.0	1620.0	1240.3	2205.0	2205.0	2205.0	2205.0
13	Diam Cal Re	in	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75						6394.5	5292.0	6394.5	9208.1	6394.5	6394.5	6394.5
14	Coef de friction		0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6						4189.5	3078.0	4189.5	4189.5	4189.5	4189.5	4189.5
15	Radio disco Fr	in	4	3.5	4	4	4	4	4						623.9	516.3	623.9	898.3	623.9	623.9	623.9
16	Radio disco Re	in	3	3	4	4	3	3	3						408.7	300.3	350.9	408.7	408.7	408.7	408.7
17	h CG	m	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3						2065.2	1633.2	1949.5	2065.2	2065.2	2065.2	2065.2
18	Wheelbase	mm	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600						27.8	22.0	26.3	3044.4	27.8	27.8	27.8
19	Peso Fr %		40	40	40	40	40	40	40						290.4	290.4	290.4	290.4	290.4	290.4	290.4
20	Peso Re %		60	60	60	60	60	60	60						435.6	435.6	435.6	435.6	435.6	435.6	435.6
21	Tamaño llanta	in	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5						204.2	204.2	204.2	204.2	204.2	204.2	204.2
22	Desaceleracion	g	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5						8.9	11.2	9.4	204.2	204.2	204.2	204.2
23	Coef fric. Lantaa	mm	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2						494.6	494.6	494.6	494.6	494.6	494.6	494.6
24	Grosor discos	mm	5	5	5	5	5	5	5						231.4	231.4	231.4	231.4	231.4	231.4	231.4
25	No de pistones de caliper Fr		1	1	1	1	1	1	1						296.8	296.8	296.8	296.8	296.8	296.8	296.8
26	No de pistones de caliper Re		1	1	1	1	1	1	1						138.8	138.8	138.8	138.8	138.8	138.8	138.8
27															Max F/tire Re	Max F/tire Re	Max F/tire Re	Max F/tire Re	Max F/tire Re	Max F/tire Re	Max F/tire Re
28															60	63	64	59	60	60	60
29															% Fr actual	% Fr actual	% Fr actual	% Fr actual	% Fr actual	% Fr actual	% Fr actual
30															68	68	68	68	68	68	68
31															% Re actual	% Re actual	% Re actual	% Re actual	% Re actual	% Re actual	% Re actual
32															40	37	36	41	40	40	40
33															% Re Ideal	% Re Ideal	% Re Ideal	% Re Ideal	% Re Ideal	% Re Ideal	% Re Ideal
34															32	32	32	32	32	32	32
35															Masa discos	Masa discos	Masa discos	Masa discos	Masa discos	Masa discos	Masa discos
36															2.77	2.35	3.54	3.54	2.21	2.21	2.21
															64	75	50	50	80	80	80
															kg	°C					
															Delta t						

Se seleccionó el Caso 4 que está marcado con color rosa y un contorno con una línea gruesa.

Basando nuestras decisiones de componentes en estos cálculos, que a su vez fueron alimentados con posibles candidatos a elegir, se procedió con la selección de cada uno de los componentes tomando en cuenta diversos factores importantes como costo, desempeño, peso y disponibilidad.

3.5 Selección de componentes

3.5.1 Mordazas

La mordaza en un sistema de freno de disco hidráulico es el componente que transforma la presión hidráulica generada en el cilindro maestro en una fuerza que actúa sobre las balatas, que a su vez friccionan el disco.

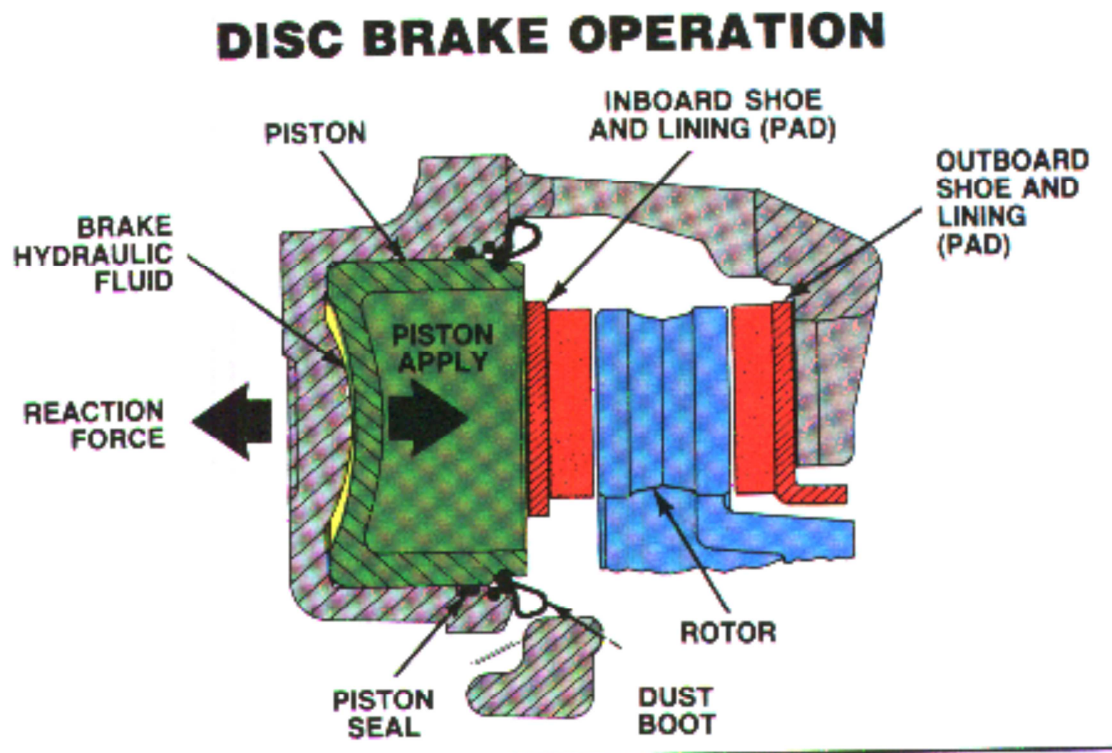


Fig. 3. 3 En este diagrama se muestra un corte de una mordaza y el disco sobre el que actúa. En gris, el cuerpo de la mordaza, en azul el disco, en verde el pistón y en rojo las balatas.

Dentro de las mordazas se encuentran los pistones que son empujados contra las balatas por la presión del líquido de frenos. Las balatas son las encargadas de friccionar el disco para transformar la energía cinética en calor. El compuesto de las mismas es un factor determinante en el desempeño del sistema ya que existen compuestos con diferentes características y aplicaciones.

Existen 2 tipos de mordazas:

- Fijas
- Flotantes

Las fijas son aquellas que están rígidamente unidas al soporte y no existe movimiento relativo con el disco en su eje axial. Por lo general son más grandes y pesadas ya que tienen pistones que actúan por ambos lados del disco. Tienden a ser utilizados en vehículos pesados.

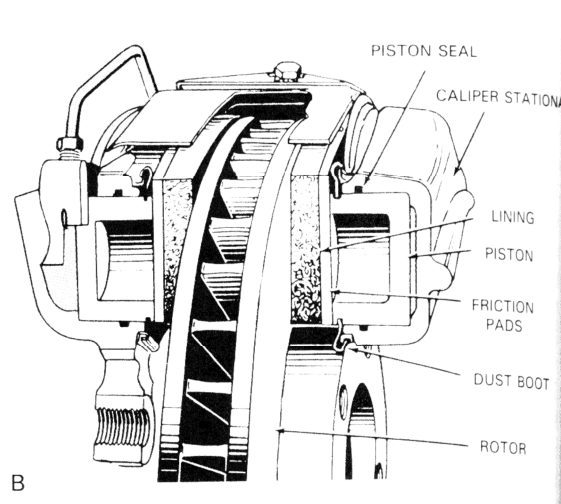


Fig. 3. 4 En esta imagen se muestra una mordaza fija con pistones de ambos lados del disco.

Las flotantes son capaces de deslizarse una distancia determinada sobre el eje axial del disco, permitiendo que se pueda utilizar una configuración de pistones en un solo lado del disco ya que al presionar el disco de un lado, la mordaza se recorre hasta que, al tocar el otro lado, se ejerce una fuerza de reacción sobre el disco. En la siguiente imagen se ilustra el funcionamiento.

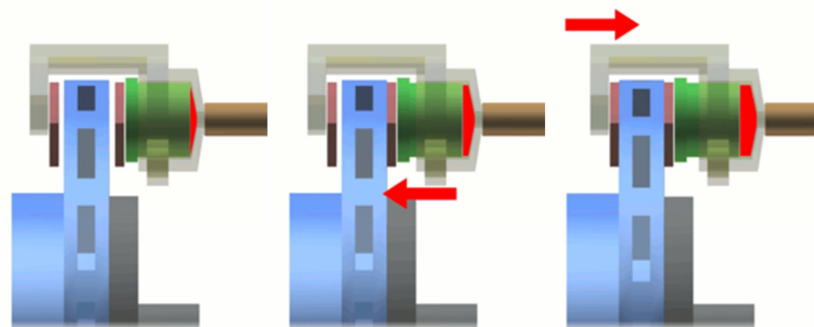


Fig. 3. 5 En estos diagramas se ilustra el funcionamiento de una mordaza flotante. En la imagen de la izquierda se comienza a aplicar una presión en el pistón que hace que la balata se recorra hasta tocar el disco por un lado (imagen central). Esto empuja al cuerpo de la mordaza y hace que se presione el disco por ambos lados (imagen de la derecha).

Una consideración muy importante al elegir las mordazas es la superficie de los pistones ya que la relación que existe entre ésta superficie y la del cilindro maestro se selecciona para controlar la ventaja mecánica que existe en el sistema y así lograr un balance de frenado adecuado.

Con base en los cálculos realizados, en la disponibilidad y costo de las diferentes opciones, y en el uso exitoso en la temporada 2010, se optó por utilizar mordazas Wilwood Dynalite Single Floater para discos de .25" en las 4 ruedas.



Fig. 3. 6 *Mordaza Wilwood Dynalite Single Floater seleccionada.*

El modelo Dynalite Single Floater es una mordaza flotante construida completamente de aluminio, de un solo pistón de 1.75" de diámetro diseñado para aplicación en vehículos open wheel, karts y otros vehículos ligeros. El diámetro máximo del disco que soporta es de 13". El grosor mínimo del disco es de 0.25".

Éste modelo ofrece las características que satisfacen las necesidades del equipo ya que, al ser fabricadas en aluminio, son muy ligeras, cumplen con los requisitos de desempeño mencionados en la sección de cálculos y las balatas para dicho modelo serán provistas por un patrocinador sin costo alguno.

3.5.2 *Cilindros Maestros*

Los cilindros maestros, como ya se mencionó en la sección de cálculos, se encargan de convertir la fuerza mecánica del pedal en una presión hidráulica.

Un requisito estipulado en el reglamento para el sistema de frenos es que se deben tener 2 circuitos hidráulicos independientes, cada uno de ellos con su propio cilindro maestro y reserva de líquido de frenos. La manera de dividir el sistema en 2 circuitos se puede hacer de 2 maneras:

- En diagonal. Es decir que un cilindro maestro alimenta a un lado del eje delantero y al lado contrario del eje trasero. En la siguiente imagen se ilustra esta forma.

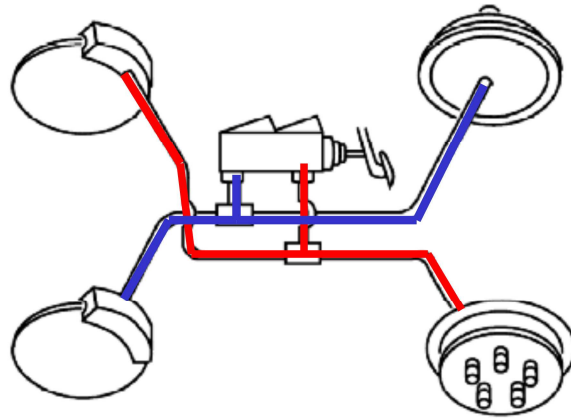


Fig. 3. 7 Distribución en diagonal.

- Adelante/atrás. Como su nombre lo indica el sistema se separa en un cilindro maestro para el eje delantero y uno para el trasero.

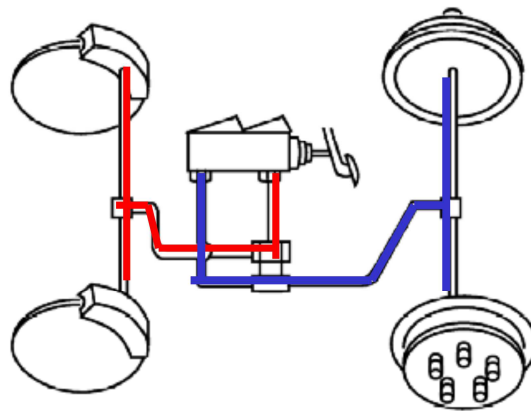


Fig. 3. 8 Distribución adelante/atrás.

La configuración elegida para el vehículo es la separación adelante/atrás porque brinda la posibilidad de aproximar más la distribución de frenado a la ideal al utilizar cilindros maestros con diferente área de pistón adelante y atrás y así controlar la relación hidráulica.

En la sección de cálculos se llegó a la conclusión de que los diámetros del pistón de los cilindros maestros sean de .625in para el delantero y de .75in para el trasero.

El modelo de cilindro maestro a utilizar es el siguiente:



Se eligió este modelo porque tiene la reserva de líquido integrada, al estar fabricado en aluminio es ligero, y se encuentra disponible en los tamaños requeridos.

Fig. 3. 9 *Cilindro maestro seleccionado.*

3.5.3 *Pedal*

El pedal de freno debe cumplir varios requisitos esenciales para su buen funcionamiento al incorporarlo al sistema de frenado de auto de carreras:

- **Peso.** El diseño del pedal y el material del que está fabricado influyen directamente en el peso que va a aportar al vehículo. Es importante reducir peso en todos los componentes posibles ya que por pequeño que sea la reducción, al hacerlo en muchos componentes, el impacto puede llegar a ser significativo.
- **Resistencia.** La resistencia mecánica en el mecanismo del pedal del freno es de vital importancia para la seguridad del piloto ya que éste provee el medio para controlar la velocidad del vehículo y además es sometido a fuerzas muy grandes en frenadas de emergencia, en las que el piloto aplica una fuerza mucho mayor a las que aplicaría en una frenada de rutina.
- **Ventaja mecánica.** La ventaja mecánica que brinda el pedal es vital para obtener una fuerza considerable en el cilindro maestro sin que el piloto tenga que aplicar una gran fuerza al pedal. Esta ventaja mecánica la da el brazo de palanca y se debe hacer un buen análisis ya que mientras más grande sea la ventaja mecánica, más recorrido tiene el pedal, lo que puede no ser deseable en algunos casos.
- **Compatibilidad con los cilindros maestros.** La compatibilidad con los cilindros maestros significa que el pedal sea capaz de transmitir la fuerza del piloto a los 2 cilindros maestros elegidos y que además sea eficiente el empaquetamiento con los mismos.

Existen muy diversos tipos de pedales que se clasifican dependiendo de su sujeción, ventaja mecánica, material, etc. Para el auto FSAE UNAM 2011 se requiere que en el mecanismo del pedal exista una manera accesible de ajustar el balance de frenado de manera precisa ya que al no estar contemplado otro sistema de control de distribución de frenado, si el pedal no nos brindara esa opción la distribución

de frenado dependería solamente de las relaciones entre las áreas de los pistones de las mordazas y cilindros maestros.

El sistema que se implementa en el pedal se denomina como *balance bar* y tiene un funcionamiento sencillo que se basa en ajustar la fuerza que se transmite a cada cilindro maestro controlando el brazo de palanca a través de un tornillo que cambia el balance. A continuación se muestra un diagrama de éste sistema así como una comparación entre 2 configuraciones diferentes

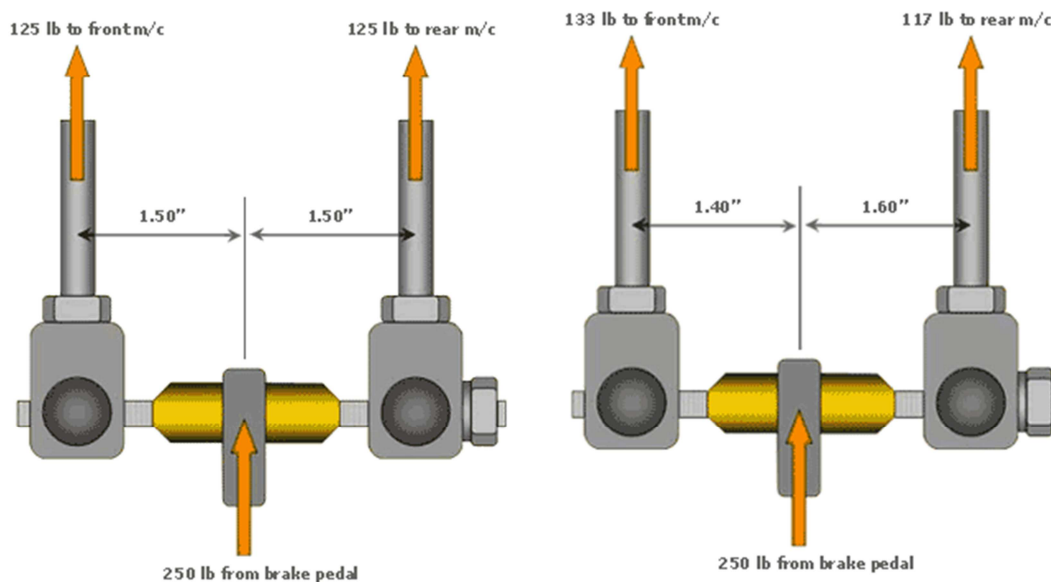


Fig. 3. 10 Diagrama de dos configuraciones diferentes de balance bar, con sus respectivas fuerzas de entrada y salida dependiendo del caso.

En la imagen del lado izquierdo se muestra una configuración con una relación 50/50 debido a que el brazo de palanca que actúa sobre cada cilindro maestro es igual. En contraste, en la imagen de la derecha el pivote está recorrido 0.1", lo que provoca que la relación cambie y sea mayor en el cilindro maestro que se encuentra más cerca del pivote. En este caso la relación es 54/46.

Este sistema brinda una manera de ajustar el balance de manera sencilla y efectiva. Aunque tiene un límite de ajuste así que de cualquier manera se tiene que aproximar a la distribución ideal de frenado controlando los parámetros de los demás componentes del sistema.

El requerimiento de que el pedal sea compatible con los cilindros maestros prácticamente limita al pedal a la misma marca. Por este motivo se eligió utilizar un pedal wilwood con una relación de 6:1 de palanca y diseñado para montarse sobre el piso del vehículo. A continuación una imagen del pedal seleccionado.



Fig. 3. 11 Pedal seleccionado.

Además el pedal está fabricado completamente de aluminio, lo que lo hace ligero, tiene integrado el mecanismo de ajuste del balance de frenado (*balance bar*) y además está diseñado para ser utilizado con los cilindros maestros que fueron previamente seleccionados.

3.5.4 Discos de freno

El disco de frenado, el componente que brinda el nombre al sistema, se encarga de transmitir el par de frenado generado por la fricción con las balatas al resto del ensamble de la rueda (maza, rin y llanta). Además de esto, el disco es el componente que recibe directamente la energía calorífica generada al frenar. Por este motivo, se tienen diferentes diseños de disco para diferentes aplicaciones y configuraciones.

Material

El material del que está fabricado el disco es muy importante que sea el correcto para el uso que se le va a dar ya que las condiciones de operación varían ampliamente dependiendo del vehículo en el que se utilicen, la condiciones de operación, del vehículo, el espacio disponible, peso, etc. Actualmente se pueden utilizar varios materiales para fabricar un disco, a continuación se describen los más comunes:

- Hierro gris. Es el material más comúnmente utilizado en la industria automotriz. Las características que lo hacen ideal para la aplicación son que es un material con propiedades térmicas favorecedoras para la transferencia de calor de la superficie friccionante al resto del disco de freno y de la superficie del disco al aire por convección. Otra característica favorable es que tiene una buena estabilidad dimensional a altas temperaturas, característica esencial en este tipo de componentes ya que si las dimensiones varían demasiado con el aumento de la temperatura, se pueden sentir efectos negativos como vibraciones.
- Compuestos cerámicos. Estos materiales son utilizados solamente en autos de muy alto desempeño. La principal razón es que para aprovechar las ventajas que ofrecen sobre los discos de hierro gris se debe tener un desempeño muy alto y un estilo de manejo muy agresivo. Son generalmente utilizados en autos de carreras. La principal ventaja que ofrecen es una reducción de alrededor de 50% en peso, además pueden operar a temperaturas

mayores que los de fundición gris sin comprometer su desempeño. La principal desventaja que tienen es que su costo de fabricación es mucho más alto que los de fundición gris.

Considerando los puntos anteriores resulta evidente que el material que brinda máximo desempeño y que además es ampliamente utilizado en autos de competencia es el disco de compuesto cerámico, pero el hecho de que sea extremadamente caro lo elimina de las posibilidades de utilizarlo para el vehículo FSAE 2011.

Por otro lado, el disco de fundición gris presenta todas las características deseables para el uso en un auto FSAE y por lo tanto es el material que se debería haber utilizado para la fabricación de los discos. El problema que surgió es que no se contaba con un proveedor en México de placa de fundición gris de las dimensiones requeridas para la manufactura de los discos, y pedirlos a un proveedor de Estados Unidos que fabrica discos a especificaciones del cliente en fundición gris representaba un costo muy alto y el envío tardaba mucho.

La solución que se dio al problema fue fabricarlos en Acero 1018 disponible comercialmente en las dimensiones requeridas y a un costo muy bajo. El acero no es un material ideal para la fabricación de los discos, sin embargo, con las restricciones de tiempo y costo que se presentaron en la etapa de manufactura del vehículo, fue la opción más viable.

El acero tiene algunas desventajas con relación a la fundición gris al utilizarse en discos de freno, como que la transferencia de calor en el acero no se da con la misma eficiencia que en la fundición gris, por lo tanto, la disipación de calor del disco al aire no es la más eficaz, aunque al ser acero de bajo carbono ésta diferencia es menor; que la dureza del acero es menor.

Otra variable que hay que considerar al diseñar o seleccionar los discos de freno es si se va a utilizar un disco *sólido* o uno ventilado o barrenado.

El disco denominado *sólido* no se refiere al estado de la materia en el que se encuentra, aunque coincide, sino a que es un disco simple sin barrenos ni algún otro elemento que mejore la disipación de calor al ambiente. A continuación se muestra una imagen de este tipo de disco.



La principal desventaja que tiene este tipo de discos es que la disipación de calor al ambiente es menor que en un disco ventilado, pero tienen la ventaja que al ser un diseño sencillo, su costo es mucho menor que el de un disco ventilado. Por lo general se utilizan en el eje trasero del vehículo ya que no hay tanto calor que disipar y se ahorra en costo.

Fig. 3. 12 Ejemplo de discos sólidos.

Los discos ventilados son aquellos que tienen ductos de enfriamiento entre las dos superficies de fricción para mejorar la transferencia de calor al ambiente al hacer circular aire entre las dos superficies y aumentar la superficie de contacto con el aire. Este tipo de disco es mucho más costoso que un disco *sólido* porque requiere un proceso de diseño y manufactura más avanzado. Por lo general son utilizados en el eje delantero ya que es en éste en el que se genera mayor cantidad de calor.

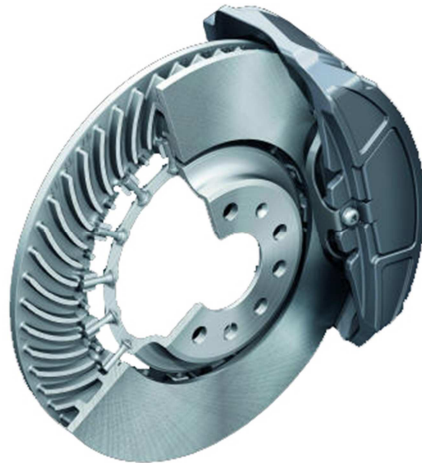


Fig. 3. 13 Disco ventilado.

Además, independientemente de si son ventilados o sólidos, algunos discos pueden estar barrenados o tener ranuras que ayudan a que los gases que se generan al calentarse el compuesto de las balatas tengan un lugar donde almacenarse y no afectar el desempeño de frenado. También sirven para que en caso de exista agua en el disco no se forme una película entre la balata y el disco que afecte el desempeño de sistema. Una desventaja de barrenar o ranurar los discos es que el desgaste de las balatas es mayor que en una superficie lisa. A continuación una imagen de un disco ventilado y además barrenado y ranurado.



Fig. 3. 14 Disco ventilado, barrenado y ranurado.

Otra ventaja de barrenar y/o ranurar un disco es que le brinda una apariencia más deportiva.

Por la manera de sujetar el disco a la masa, un disco puede ser fijo o flotante. Un disco flotante es aquel que no está rígidamente unido a la masa, sino que permite un cierto juego en el eje axial. Este juego es útil porque puede servir para compensar alguna flexión que existe ya sea en la maza o en el mando de la dirección que pudiera llegar a desalinearse el disco con respecto a la mordaza y provocar efectos indeseables. El juego axial se logra con unos pernos especiales que unen las 2 piezas que componen al disco flotante: la que sujeta el centro del disco a la masa y la que tiene el juego axial. A continuación se muestra una imagen de un disco flotante.



Fig. 3. 15 Disco flotante

Como el juego axial en nuestro caso ya está considerado al tener mordazas flotantes, sería redundante tener también discos flotantes así que se decidió utilizar discos *sólidos* barrenados de acero 1018 con un diámetro de 8in, un grosor de 5mm manufacturados mediante corte con chorro de agua y después rectificados en torno.

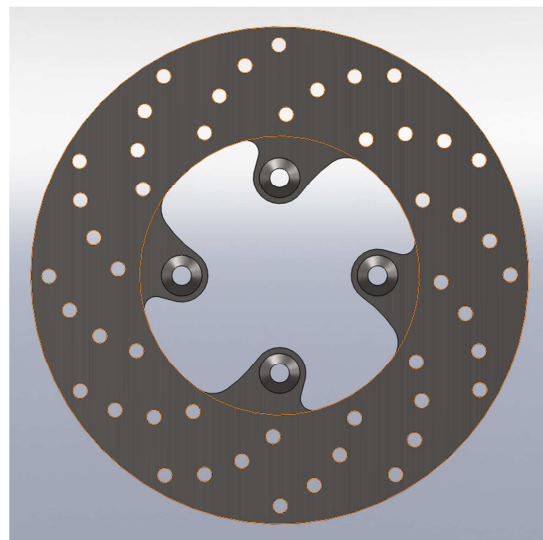


Fig. 3. 16 Diseño del disco a utilizar

3.5.5 Líneas de freno

Las líneas de freno deben ser capaces de soportar presiones muy elevadas (800psi aprox.) sin sufrir deformaciones considerables ya que esto llevaría a tener una sensación de "pedal de esponja", condición altamente indeseable.

Por este motivo el trazado y selección de materiales para las líneas de freno se realizó para que fuera lo más robusto posible. Para las secciones de las líneas que no tienen movimiento se decidió utilizar tubo de acero de 3/16in que se utiliza ampliamente para este fin. Para las secciones que requieren línea flexible que son las que llagan a las mordazas y a los pedales (por ser ajustables) se seleccionaron mangueras de teflón recubiertas con malla de acero que son utilizadas en sistemas de freno para autos de alto desempeño.

Para las uniones se decidió utilizar un avellanado doble estándar SAE para líneas de freno que consta de 2 dobleces para lograr que el sistema no tenga fugas de líquido de freno. A continuación un corte transversal de una línea de acero de 3/6 con una unión y avellanado doble tipo SAE.

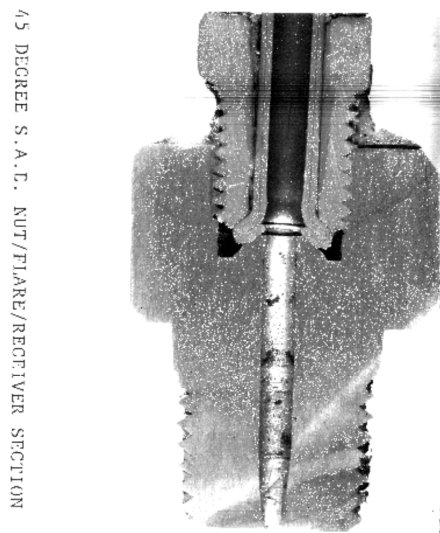


Fig. 3. 17 Ejemplo de un corte transversal en una línea con avellanado doble

3.5.6 Balatas

Las balatas pueden ser de diferentes compuestos y características y de esto depende el uso recomendado para cada compuesto. Los compuestos pueden ser muy agresivos, es decir, que desgastan rápidamente el material del disco o suaves, es decir, que se desgastan rápidamente pero provocan menos desgaste en el disco.

La información acerca de estos compuestos, así como los materiales que son utilizados en su fabricación son altamente resguardados por los fabricantes y lo único que se publica son las características de desempeño de cada compuesto, así como una lista de usos recomendados por el fabricante.

Para la selección del compuesto a utilizar se tuvo un acercamiento con el proveedor de balatas y líquido de freno para que en base a nuestros diseños y requerimientos nos diera una retroalimentación más informada. En estas reuniones se discutieron las ventajas de los diferentes compuestos disponibles para nuestro vehículo. El proveedor hizo la recomendación de utilizar unas balatas con compuesto especial para vehículos de carreras y nos recomendó en específico un compuesto que, aunque no es el que más fricción genera, tiene la ventaja que no requiere de muy altas temperaturas para operar en condiciones óptimas ya que la mayoría de los compuestos para autos de carreras requieren un calentamiento previo a la competencia para llegar a sus condiciones óptimas de operación.

3.5.7 Líquido de frenos

La selección del líquido de frenos adecuado es muy importante ya que además de ser prácticamente incompresible, debe ser capaz de resistir altas temperaturas sin perder sus propiedades o cambiar de fase. El calor que recibe el líquido de frenos procede de estar en contacto con el pistón de la mordaza que, a su vez, está en contacto con las balatas que son las que generan la fricción y el calor.

Para disminuir este efecto, los pistones de las mordazas sólo están en contacto con las zapatas en la circunferencia para así ejercer una presión uniforme en la balata y no recibir por contacto gran parte del calor de la balata. Aun así, cuando el calor llega al líquido de frenos y lo calienta, si éste no es el correcto, se pueden generar burbujas de gas que tienen consecuencias extremadamente graves en el sistema.

La manera de evitar este fenómeno es utilizando un líquido especialmente diseñado para tener un punto de ebullición muy alto y mantenerlo en estado líquido. Estos fluidos se encuentran disponibles comercialmente y cumplen con diferentes estándares dependiendo el uso que se les vaya a dar.

Una vez más, el proveedor de líquido de frenos hizo la recomendación de usar fluido con certificación DOT3 dados los requerimientos del vehículo FSAE UNAM 2011.

4 Masa no Suspendida Delantera

4.1 Introducción

El subsistema de masa no suspendida delantera incluye todos los componentes que se encuentran dentro de las ruedas delanteras incluyendo los componentes del sistema de frenado, pero con la finalidad de dar una explicación del sistema de frenos completo y no separarlo en 2 partes, se le dedicó el capítulo anterior. Por lo tanto, éste capítulo no abarca dicho sistema. Tampoco las llantas y rines son abarcadas dado que ya se vieron en un capítulo previo.

Aclarado esto, los componentes del sistema son los siguientes:

- Rodamiento
- Maza y eje
- Mango de la dirección

Los sistemas del vehículo con los que se tiene relación en el diseño de dichos componentes son los sistemas de suspensión y dirección.

Otro punto que cabe destacar es que el proceso de diseño de todos los componentes no se realiza de manera independiente porque ciertas características de un componente pueden dictar algunas de otro y siempre se requiere tener en cuenta todos los factores que pueden afectar el diseño. En éste capítulo se presentan uno después del otro pero esto no significa que hasta completar el diseño del primer componente se comienza con el siguiente sino que van avanzando en paralelo los procesos de diseño.

Al ser este el segundo vehículo FSAE de la UNAM, se tienen los diseños previos de cada uno de los componentes del sistema. Estos componentes tuvieron un buen desempeño la temporada pasada así que el objetivo de diseño para los nuevos componentes será basarse hasta cierto punto en las geometrías de las piezas de la temporada pasada y lograr una reducción de peso del sistema.

4.2 Rodamiento

El rodamiento que requiere el sistema para su funcionamiento es el que permite que la maza pueda rotar libremente con las llantas mientras que el mango se mantiene estático. En la interfaz de estos dos componentes es donde se encuentra el rodamiento.

Para realizar una correcta selección de rodamiento es necesario saber cómo son las cargas a las que está sometido, las velocidades de rotación máximas y normales a las que va a estar trabajando, el espacio disponible y otros requisitos propios del sistema.

Por la función que desempeña el rodamiento está sometido tanto a cargas axiales como a cargas radiales. La carga radial es principalmente debida al peso del vehículo pero tiene su máximo valor cuando la llanta del auto pasa sobre una irregularidad en el camino y provoca una carga muy alta pero de corta duración. Por otro lado, la carga axial es generada por la inercia del vehículo al

4. Masa no Suspendida Delantera

tomar una curva. Dependiendo de hacia dónde se realice el giro, la carga puede ser en una dirección o en la otra así que el rodamiento debe ser capaz de soportar cargas axiales en ambas direcciones.

Las velocidades normales de operación del rodamiento están dictadas por el uso que se le dará al vehículo y por las características de la pista. Para Formula SAE la pista es una combinación de curvas muy cerradas hacia ambos lados y las rectas están limitadas en distancia para que los vehículos no rebasen los 100 Km/h. Con base en esto, las velocidades de operación del rodamiento son calculadas de manera sencilla al conocer el diámetro de las llantas y las velocidades del vehículo.

Los datos que se tienen para realizar este cálculo son que el diámetro de las llantas es de 21.5in y la velocidad máxima del vehículo es 100 Km/h.

Sabemos que la velocidad lineal es igual a la velocidad angular por el radio:

$$V = \omega * r$$

Despejando la velocidad angular:

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{27.77 \left[\frac{m}{s} \right]}{0.5461 [m]} = 50.8 [Hz] = 3051 [rpm]$$

Por lo tanto se tiene que el rodamiento debe ser capaz de operar a hasta 3000 rpm.

4.2.1 Tipos

Las restricciones anteriores limitan la variedad de tipos de rodamiento que pueden funcionar en el vehículo. Prácticamente se tienen 2 opciones principales que son:

Rodamiento de rodillos cónicos

Este tipo de rodamientos funciona, como lo indica su nombre, con una serie de rodillos cónicos que están entre dos pistas metálicas. Son adecuados para soportar cargas radiales y cargas axiales en una sola dirección por lo que para utilizarlos en un FSAE se requerirían 2 rodamientos montados con orientaciones diferentes para soportar las cargas axiales en los 2 sentidos. Afortunadamente existen rodamientos de doble fila, que son el equivalente a tener un par de rodamientos sencillos unidos para resistir cargas axiales en las 2 direcciones.

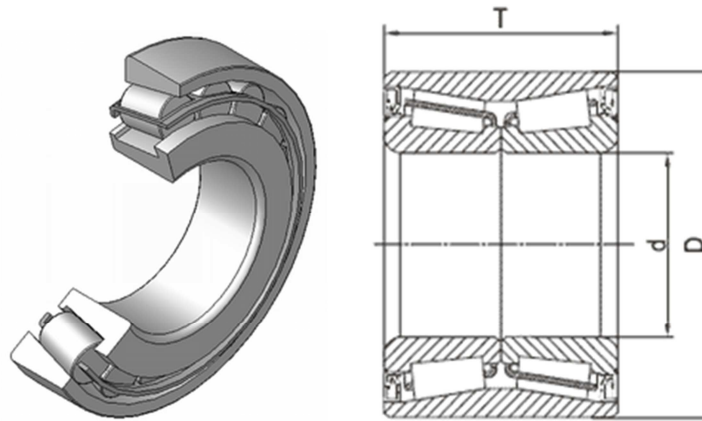


Fig. 4. 1 Corte de un rodamiento de rodillos cónicos y se pueden apreciar claramente los rodillos y las pistas sobre las que corren, además se nota claramente la dirección axial en la que son capaces de soportar carga.

Rodamientos de bolas de contacto angular

Los rodamientos de bolas de contacto angular, al igual que los de rodillos cónicos, pueden soportar cargas radiales y axiales en una sola dirección, la diferencia es que los de bolas tienen una menor fricción interna y giran más libremente. Este tipo de rodamientos se pueden encontrar ya sea sencillos o dobles, y en el caso de los dobles funcionan de igual manera que en los de rodillos cónicos. Por lo tanto estos son capaces de soportar cargas axiales en las dos direcciones.

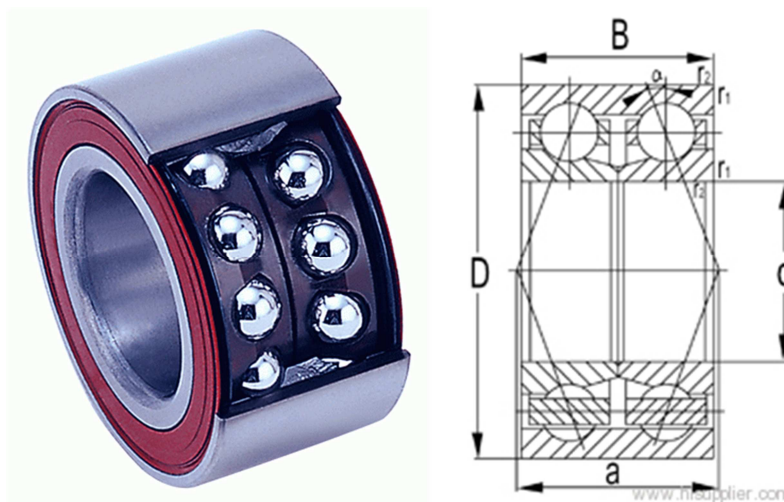


Fig. 4. 2 Rodamiento de bolas de contacto angular.

4. Masa no Suspendida Delantera

Estos rodamientos son utilizados en la industria automotriz, por lo tanto las refacciones están disponibles y se pueden encontrar fácilmente.

Otra consideración importante es que los rodamientos deben ser capaces de soportar el momento que se genera al tomar una curva y que cambia de sentido al dar vuelta hacia el lado contrario.

4.2.2 Selección

La selección del rodamiento se realizó tomando en cuenta los factores antes mencionados y se decidió utilizar un rodamiento de bolas de doble fila y de contacto angular. La medida del rodamiento elegido fue de 64mm de diámetro exterior, 34mm de diámetro interior y 37mm de ancho total. Este rodamiento es comúnmente utilizado en vehículos comerciales ligeros y también es utilizado y recomendado por equipos con mayor experiencia para equipos de primeros años.

Las medidas además nos permiten utilizarlos en las 4 ruedas porque las flechas de transmisión de potencia tienen un diámetro externo de 29mm, lo que deja espacio para la maza trasera. Estos rodamientos fueron utilizados con éxito en la temporada pasada por el equipo de la UNAM y se mantuvieron como la opción elegida en esta temporada.

4.3 Mango de la dirección

El mango de la dirección es el componente que se encarga de complementar al sistema de suspensión al dar restricciones para su diseño tomando en cuenta el espacio interior disponible para las sujeciones y las dimensiones generales dentro del rin.

También es el encargado de transmitir las entradas del piloto mediante el sistema de dirección a la rueda ya que la barra de dirección se sujeta directamente en el mango.

Además de lo anterior, el mango funge como la unión entre muchos de los demás componentes del sistema.

4.3.1 Interacciones

El mango de la dirección interactúa con los siguientes sistemas:

- Suspensión. El mango es el elemento al que se ensamblan los brazos de la suspensión y por lo tanto requiere de que el sistema de suspensión defina los puntos en los que se van a sujetar sus brazos y de ahí se parte para la geometría del mango.
- Dirección. Junto con el sistema de suspensión, el sistema de dirección aporta también el punto en el que se van a sujetar las barras de dirección y el mango se tiene que diseñar para que se logre. Tiene que existir retroalimentación constante con el sistema de dirección porque el punto que se diseña no siempre es factible por razones de empaquetamiento con los demás componentes del sistema.

4. Masa no Suspendida Delantera

- Frenos. El mango también sujeta a la mordaza de freno y por lo tanto se requiere saber que mordaza se va a utilizar y el tamaño del disco, así como la forma en que se ensambla y así diseñar el mango de manera que cumpla con estas restricciones.
- Rodamientos/eje. Depende del tipo de eje que se vaya a utilizar (rotatorio o fijo) el mango puede alojar ya sea al eje en caso de ser eje fijo o al rodamiento en caso de ser eje rotatorio. La diferencia entre ambos se verá en la sección de diseño de la maza.

4.3.2 Materiales

Para los mangos de la dirección se pueden utilizar diferentes materiales que brindan diferentes ventajas, restricciones de diseño y restricciones de manufactura. Por este motivo es importante saber antes de comenzar el diseño que material que se va a utilizar y las herramientas de manufactura disponibles. Por lo general se utilizan 2 materiales para los mangos:

Aluminio

Es la elección más común porque es fácilmente maquinable, se puede diseñar prácticamente cualquier geometría si se tienen las herramientas para manufactura. Por lo general se utiliza maquinaria CNC para su manufactura y por lo tanto la precisión y calidad en el maquinado es extremadamente alta. Otra ventaja es que si se realiza un diseño muy bueno, el peso de los componentes va a ser muy bajo.

Las desventajas que tiene utilizar este material es que el costo de los tochos para maquinar es bastante alto, se desperdicia una gran cantidad de material en el maquinado y se requiere tener acceso a maquinaria CNC para que la pieza quede con las dimensiones correctas ya que por lo general el maquinado es muy complicado y requiere de alta precisión.

Las aleaciones que se utilizan para estas piezas casi siempre son aleaciones de grado aeroespacial (series 6000 y 7000) con tratamientos térmicos. Esto es lo que provoca el alto costo y, en nuestro caso, que la disponibilidad de estos materiales en las presentaciones requeridas sea pobre.

Acero

Algunos equipos utilizan lámina de acero soldado para la manufactura de sus mangos. No es una opción utilizada muy comúnmente porque requiere mucho más tiempo de manufactura que el maquinado de aluminio. Sin embargo, la ventaja es que si no se tiene maquinaria CNC o no se cuenta con un patrocinador de maquinados, es una opción económica y con buenos resultados.

Algunas desventajas que tiene diseñar mangos de este tipo es que para su análisis y validación previo a la manufactura se tienen que tomar en cuenta factores propios del proceso de

4. Masa no Suspendida Delantera

soldadura y es un análisis mucho más complicado de realizar correctamente que uno en el que no se tienen piezas soldadas.

Otra consideración es que para que este diseño funcione, se debe tener disponible un excelente soldador y equipo de soldadura para que las piezas queden correctamente soldadas. Además de esto se requiere tener un escantillón fabricado con gran precisión para que las geometrías estén bien hechas.

Considerando las 2 opciones anteriores y en base a la disponibilidad de herramientas de trabajo se optó por utilizar Aluminio como material de los mangos. Esto tiene además la ventaja de que se puede tomar como base el diseño pasado que está fabricado en Aluminio y maquinado en fresa CNC.

Las aleaciones de Aluminio que se consideraron por sus características fueron:

- 7071 – T6 Esta aleación por lo general se utiliza en la industria aeroespacial en componentes estructurales ya que tiene una muy elevada resistencia, dureza, resistencia a la fatiga (para ser aluminio) es muy fácil de maquinar y sería el material ideal para utilizar.
- 6061 – T6 Esta aleación también se utiliza en la industria aeroespacial en menor medida porque sus propiedades, aunque también son deseables, tiene menor resistencia que el aluminio 7075. La principal ventaja que tiene sobre el anterior es que es mucho más económico y por lo tanto se vende en más presentaciones.

Teniendo estos dos materiales como opción, se comenzó a buscar proveedores de cada uno en las presentaciones que se requerían para los mangos: eran placas de 2" de grosor en bloques de 12in por 20cm. Al hacer esto surgió la complicación de que el 7075 – T6 solamente se vendía en planchones muy grandes y a un costo muy elevado. El 6061 – T6 fue mucho más fácil encontrar proveedores en los tamaños que necesitábamos y además con un costo mucho menor que el 7075 – T6.

En base a lo anterior se decidió utilizar aluminio 6061 – T6 como material para los mangos.

4.3.3 Diseño

Para iniciar con el diseño de los mangos es necesario tener los puntos de la geometría de la suspensión donde se van a sujetar los brazos. Para determinar estos puntos, se debe tomar en cuenta el espacio disponible dentro del rin y considerar que el punto que se dé representa el centro de la junta esférica y alrededor de ella hay que diseñar la estructura que la va a soportar.

En el diseño de la temporada anterior, el espacio que había entre los extremos del mango de dirección y el rin era demasiado pequeño, lo que provocó que existiera rozamiento del mango contra el aro del rin. Por lo tanto para el diseño de los puntos de la suspensión en este año se tomó el círculo que había al año pasado y se redujo en 10mm. De esta manera se aseguró que hubiera suficiente espacio alrededor de los puntos de sujeción.

4. Masa no Suspendida Delantera

El círculo proporcionado fue de 230mm de diámetro, sobre el cual se colocaron los puntos de sujeción en los lugares que fueron definidos por el sistema de suspensión.

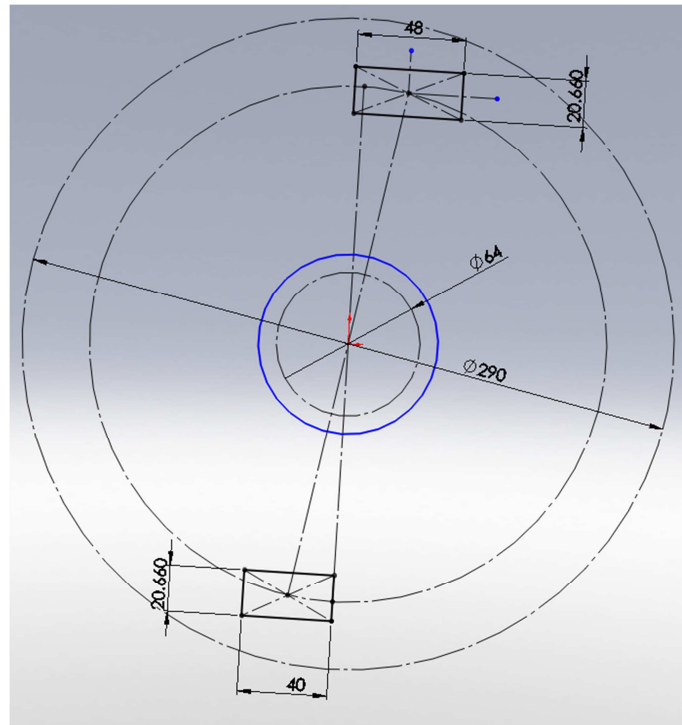
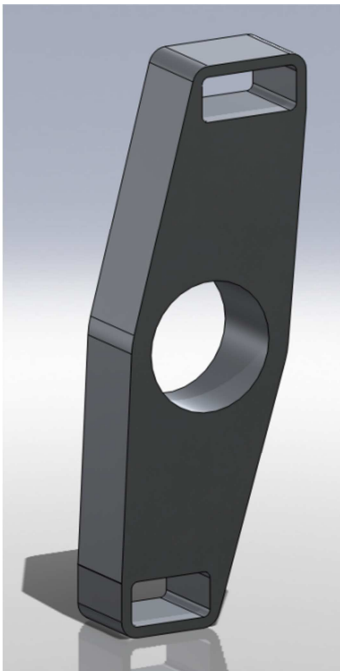


Fig. 4. 3 Primer sketch del mango delantero

En la imagen se muestra el plano en el que se puede ver el espacio disponible en el rin (290mm), los 2 puntos de sujeción de la suspensión con sus respectivos espacios para alojar la junta esférica y el círculo interno que representa el barreno en el que irá colocado el rodamiento.



A partir de este plano se propone la primera geometría del mango con una forma sencilla que cumpla con los espacios requeridos.

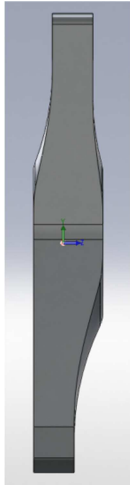
En esta geometría ya se da el grosor máximo que tendrá el componente. Este grosor depende del ancho que tenga el rodamiento y de los requerimientos del sistema de suspensión (kingpin, camber). En este caso como el valor mayor es el ancho del rodamiento (37mm) y se requiere que de un lado tenga un respaldo para que apoye de 1.5mm, el ancho máximo de la pieza es 38.5mm.

En este paso también se debe considerar el tamaño que debe tener el barreno en donde se va a alojar el rodamiento ya que debe tener cierto apriete. En este caso tomando como referencia tablas disponibles en la página de proveedores de rodamientos se determinó tener un apriete de 0.02mm por lo que el barreno

Fig. 4. 4 Primer sólido.

central es de 63.98mm de diámetro para alojar al rodamiento de 64mm.

Posteriormente, como los puntos de sujeción de la suspensión no se encuentran en el mismo plano, es necesario modificar la geometría en una vista lateral conforme a los requerimientos.

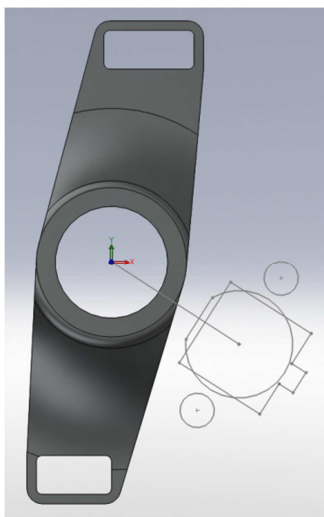


En esta vista lateral se puede ver el siguiente paso en el diseño que es realizar los cortes en esta vista para que los puntos de sujeción queden en los lugares que requieren estar y además al hacer esto se elimina material que contribuye a la disminución de peso.

Los cortes realizados deben ser lo más suaves posibles para no generar concentradores de esfuerzos que puedan causar problemas con la pieza. Nótese que en la parte que está alrededor del rodamiento no se rebaja material porque se requiere tener el ancho completo para alojar al rodamiento.

Fig. 4. 5 Corte en vista lateral.

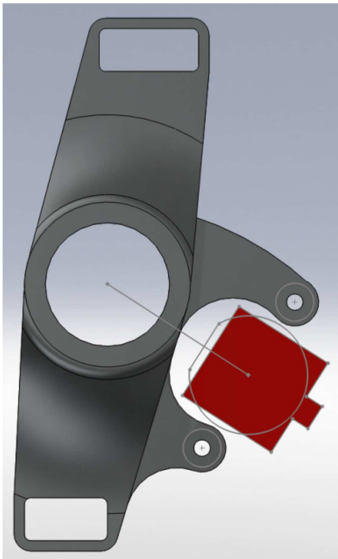
El siguiente paso en el diseño del mango es decidir en donde va a estar el soporte de la mordaza de frenado. Esto depende de la ubicación que se acuerde con el sistema de dirección para el soporte de las barras de dirección ya que por lo general no se puede colocar el soporte de las mordazas del mismo lado donde se encuentra el de la dirección.



Se acordó con el sistema de dirección que el soporte de dirección en el mango quedaría en la parte de abajo del lado del frente del vehículo (lado izquierdo de la imagen).

Por lo tanto el lugar adecuado para colocar el soporte de las mordazas es en la parte de abajo del lado trasero del vehículo. En la imagen se muestra el plano que contiene los 2 puntos en que se atornilla la mordaza, además del espacio que se requiere para no estorbar a las balatas de freno.

Fig. 4. 6 Posición de la mordaza de freno.



Una vez teniendo el lugar en el que se va a encontrar el soporte se diseña dicho soporte. En esta imagen se puede ver el diseño de este soporte en una vista frontal.

En la figura 4.7 se aprecian los puntos de sujeción de las mordazas. La forma que tiene el soporte es determinada con base en que no deben existir interferencias entre los componentes de la mordaza, incluyendo la balata (resaltada en color rojo). Además de lo anterior, las formas deben ser suaves para evitar concentraciones de esfuerzos.

Fig. 4. 7 Soporte de la mordaza.

Continuando con el diseño del soporte de la mordaza, un aspecto muy importante es que para determinar la profundidad a la que tiene que encontrarse este soporte se tiene que revisar la hoja de especificaciones de la mordaza para saber la distancia que tiene que haber entre la cara en la que se atornilla y el disco. Esta profundidad también afecta el diseño de la maza.

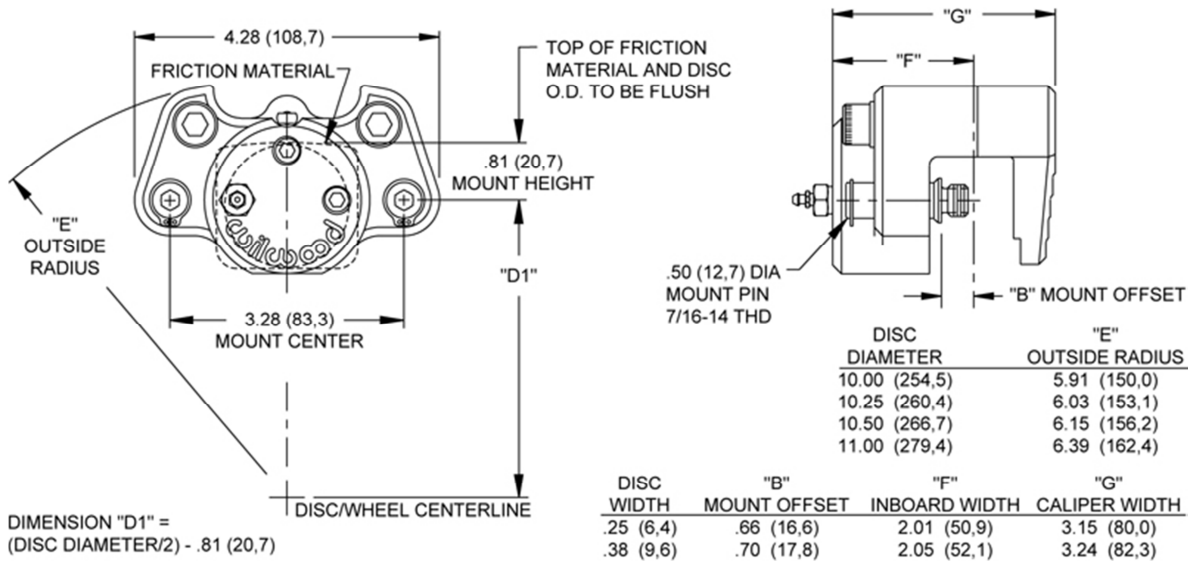


Fig. 4. 8 Dibujo técnico provisto por el fabricante de las mordazas.

Esta imagen es el plano de especificaciones que da el fabricante y en el que se indican las medidas para el diseño del soporte. La distancia "B" es a la que se hace referencia en el párrafo anterior.

4. Masa no Suspendida Delantera

El siguiente paso fue diseñar el soporte de la dirección. Para diseñar este soporte se debió tomar en cuenta la posición del disco de freno en el ensamble general ya que para tener un porcentaje de Ackerman más cercano al 100% deseable, el soporte de la dirección tendría que estar más adentro del rin, el único problema es que el disco de freno está muy cerca de la cara externa del mango y por lo tanto restringe la ubicación planeada del soporte de la dirección. En este caso fue necesario tener avanzado el diseño de la masa y realizar algunos ensambles con los demás sistemas para determinar el punto más conveniente para colocar el soporte.

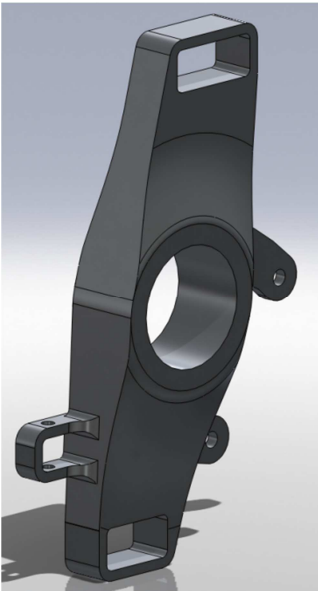


Fig. 4. 9 Mango con soporte de la dirección.

En la figura 4.9 se muestra el soporte de la dirección en el mango y se puede ver que para acercarse lo más posible a la ubicación propuesta de la sujeción se tuvo que extender el soporte 1.5mm más allá de la cara original del mango hacia el disco de freno.

Esto provocó que se complicara un poco el maquinado de la pieza pero se determinó que era más importante que la dirección del vehículo tuviera una geometría más cercana a la ideal.

En esta etapa del diseño es muy importante trabajar muy de cerca con los sistemas de alrededor ya que de cometer un error más adelante, la modificación no es tan sencilla y mucho menos si la pieza ya está en la etapa de manufactura.

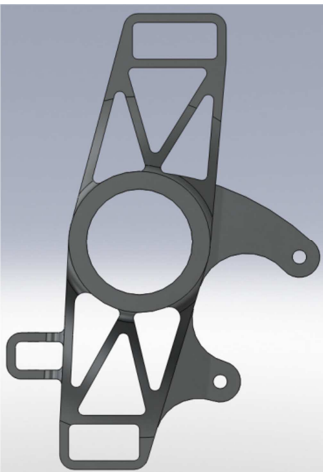


Fig. 4. 10 Mango con cajas para reducción de peso.

Al finalizar el diseño básico del mango se puede comenzar a remover material para aligerar la pieza. Esta remoción de material se tiene que hacer tomando en cuenta las fuerzas a las que está sometido el mango. La validez de este procedimiento se verifica al realizar el análisis por elementos finitos de la pieza.

4. Masa no Suspendida Delantera

Una vez teniendo el diseño más avanzado se deben hacer ensambles con los sistemas de dirección y suspensión simulando los ángulos de giro de la llanta y el recorrido de la suspensión para verificar que la geometría funcione bajo todas las condiciones de operación.

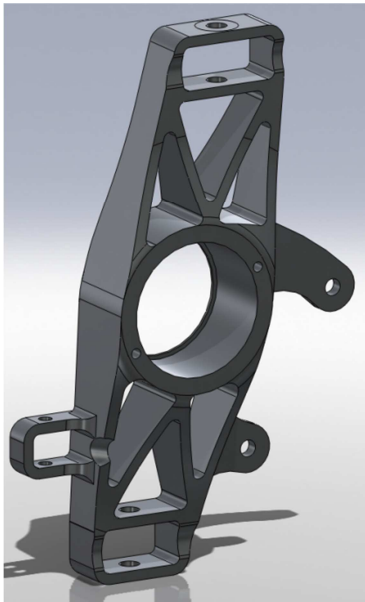


Fig. 4. 11 *Mango delantero finalizado.*

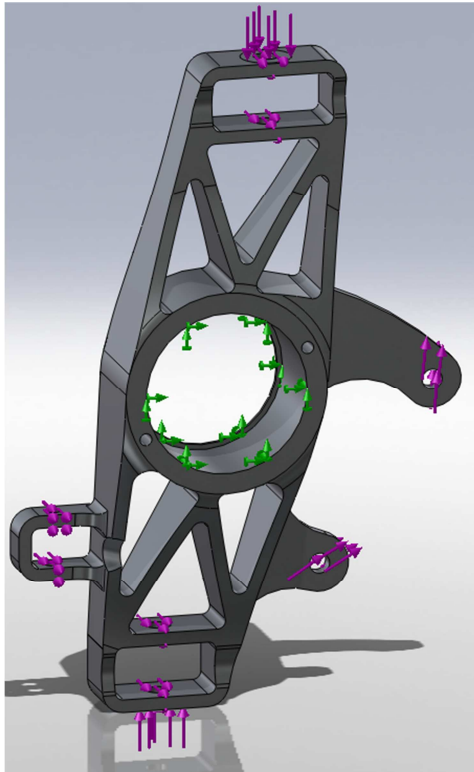
En los diseños propuestos se tuvieron que hacer algunas modificaciones al diseño original para adaptarse a todas las condiciones de giro de la llanta y recorridos de suspensión.

En la figura 4.11 se pueden ver estos cambios en las dos cajas que alojan las sujeciones de los brazos de la suspensión y cerca del soporte de dirección también se tuvo que modificar el diseño ya que no cumplía con el ángulo de giro requerido.

También se añadió la pestaña que funciona como respaldo del rodamiento y 2 barrenos que sirven para sujetar por medio de tornillos una tapa diseñada para mantener los rodamientos dentro del mango.

4.3.4 *Análisis por elementos finitos*

El análisis por elementos finitos para el mango delantero se realizó utilizando la paquetería de SolidWorks Simulation. Se realizó un análisis estático simulando condiciones de frenado en curva. Estas condiciones provocan que las fuerzas en los brazos de dirección sean máximas. El par de frenado máximo se obtuvo de los cálculos realizados en el diseño del sistema tomando en cuenta la máxima fuerza que las llantas pueden generar y convirtiendo esa fuerza en par.

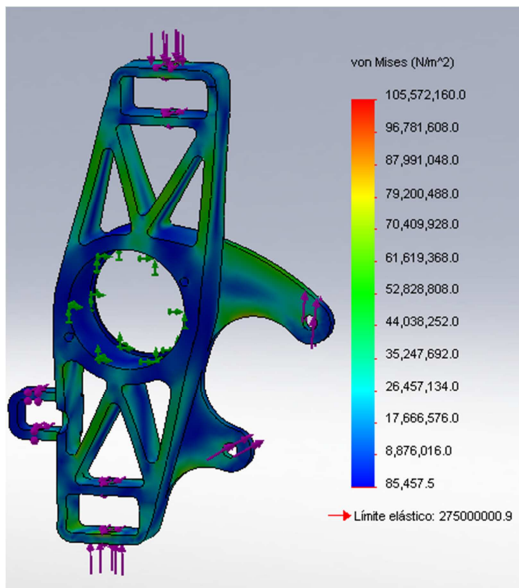


Las fuerzas en los soportes de la suspensión y dirección fueron obtenidas por el equipo de suspensión que simuló un modelo en una paquetería de análisis dinámico con las condiciones de frenado en curva. Las fuerzas obtenidas fueron aplicadas en las direcciones correspondientes y en las caras en las que actúan.

El par calculado de 3042 lb/in fue aplicado en las caras cilíndricas de los barrenos en donde se atornillan las mordazas.

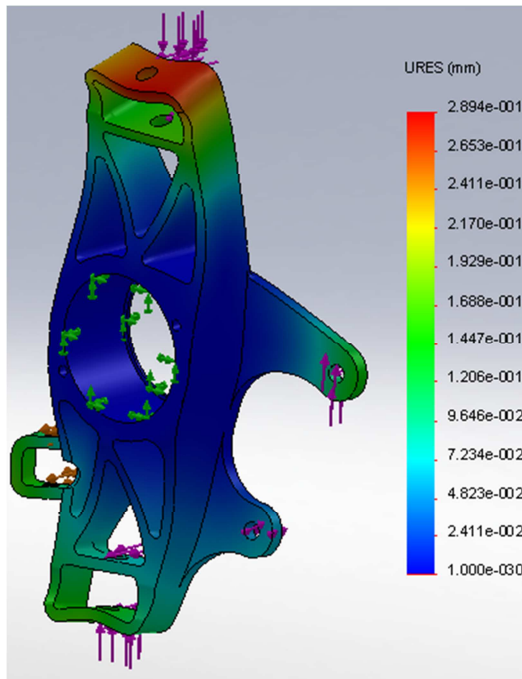
Como sujeción se restringió tanto la rotación como la traslación en todos los ejes en la cara en la que se aloja el rodamiento.

Fig. 4. 12 Cargas y sujeciones aplicadas al modelo para la simulación.



La figura 4.13 muestra el resultado obtenido en el que se puede ver claramente que la pieza se encuentra dentro de un rango muy seguro con respecto al valor del límite de elasticidad del material. Otra observación importante es que no hay concentradores de esfuerzos que puedan generar problemas a largo plazo. El factor de seguridad es de aproximadamente 2.5 y aunque parece un poco alto, considerando que la pieza también debe ser hasta cierto punto rígida, se encuentra dentro de lo que se esperaba.

Fig. 4. 13 Visualización de distribución de esfuerzos en el modelo.



En la figura 4.14 se muestra la distribución de desplazamientos en la pieza deformada. La imagen no está a escala real y el objetivo de exagerar las deformaciones es el de visualizar de manera más sencilla las direcciones y magnitudes relativas de los desplazamientos. En la escala se puede observar que el desplazamiento máximo se da en el soporte superior de los brazos de la suspensión y es de aproximadamente 0.3mm si se calcula la ganancia de camber en la suspensión con estos valores de la pieza deformada se tiene que el camber cambia en alrededor de 0.05° con lo que se comprueba que el diseño tiene una rigidez adecuada.

Fig. 4. 14 Resultado de desplazamientos en la pieza con la deformación exagerada para mejor visualización.

4.4 Maza y eje

La maza es el componente que sujeta a la rueda, gira junto con ella y el disco de freno y los mantiene unidos al mango de la dirección. También es la responsable de transmitir el par de frenado del disco al rin.

En el caso de la maza delantera, el eje tiene la función de mantener a la maza sujeta al rodamiento ya que de no existir este, la maza simplemente se desacoplaría del sistema en una curva. Además de mantener a la maza sujeta, el eje debe ser capaz de soportar el momento que se genera durante una curva.

4.4.1 Interacciones

El diseño de estos componentes está casi por completo dictado por los sistemas con los que interactúa, es decir, este componente se diseña para cumplir con los requerimientos que imponen los sistemas a su alrededor. La otra consideración de diseño para estos componentes es el empaquetamiento dentro de la rueda y la reducción de peso máxima que se pueda lograr.

Como se mencionó anteriormente la maza interactúa directamente con el sistema de frenado porque sujeta al disco, con el rin y con el mango de la dirección. Para comenzar con el diseño de la

4. Masa no Suspendida Delantera

maza y el eje, es importante tener definido el rodamiento que se va a utilizar, el diseño de los discos de frenado para saber cómo se va a sujetar a la maza, algunos parámetros generales del vehículo como el ancho de vía, la manera en la que se sujeta el rin y la distancia que debe existir entre la sujeción de la mordaza de frenado y el plano en el que se sujeta el disco a la maza. No es necesario que estos componentes ya estén en su forma final sino que se tenga una buena idea de su geometría para comenzar el diseño y que las modificaciones posteriores sean mínimas.

4.4.2 Tipos de eje

EL eje en los vehículos FSAE dependiendo de la configuración del sistema, puede funcionar de dos maneras que se denominan:

Eje “vivo”

Esta configuración de eje se denomina vivo porque el eje está girando junto con la maza. En esta configuración el eje se encuentra en la pista interna del rodamiento que es la pista que gira, mientras que la externa se encuentra fija al mango de dirección.

Una desventaja de esta configuración es que se tiene un elemento rotativo adicional en el ensamble de la llanta y, aunque pequeño, tiene un efecto giroscópico que puede afectar el desempeño del auto. La ventaja que tiene esta configuración es que se simplifica el diseño en general del sistema al utilizarla.

Eje fijo

En esta configuración el eje va fijo en el mango, mientras que el rodamiento va entre el eje fijo y la maza para permitir la rotación de la maza. Esta configuración tiene la ventaja de que se puede hacer un mejor empaquetamiento. Además, al estar el rodamiento más cerca del centro de la llanta el momento que tiene que soportar es menor que en el caso de eje vivo lo que lleva a que se puedan utilizar rodamientos más ligeros.

En base a lo anterior y a que el objetivo para esta temporada fue mejorar el diseño anterior, que utilizaba eje vivo, se decidió que la mejor opción era mantener la configuración probada el año pasado y hacerle algunas mejoras para evitar los problemas que surgieron con el diseño anterior.

4.4.3 Materiales

Para las mazas delanteras, que son un componente que está sometido a cargas importantes, siendo las más críticas de ellas el par de frenado, la fuerza lateral y el momento que ejerce la llanta en una curva. Las consideraciones que se tomaron en cuenta para la elección del material para los mangos fueron prácticamente las mismas que para las mazas. Sin embargo con la maza se tiene una condición diferente que con los mangos, esta condición es que la pieza está cargada cíclicamente, es decir, por cada revolución de las llantas las cargas que experimenta la masa son invertidas completamente. Por este motivo, se debe tomar en cuenta las características de resistencia a la fatiga de los materiales.

4. Masa no Suspendida Delantera

Basándonos en los materiales disponibles y factibles para la tarea se eligieron 2 para comparación:

Aluminio

Al igual que en el caso de los mangos, el Aluminio es un material que brinda muchas ventajas si se selecciona la aleación adecuada para las características y se diseña acorde con las características del mismo. Para las masas las consideraciones de aleaciones de aluminio fueron las mismas que para los mangos, por lo que es redundante repetirlo.

Basta con mencionar que las aleaciones consideradas son las 7075 – T6 y 6061 – T6 prefiriendo la 7075 – T6 por su mayor resistencia pero tomando en cuenta que es más costoso y difícil de encontrar en presentaciones diversas.

Acero

También se estudió la posibilidad de utilizar acero para fabricar las mazas, la ventaja que se obtiene con el acero es que al tener mayor resistencia que el aluminio y por lo tanto las dimensiones de las piezas se pueden reducir. Pero en un componente como la maza o los mangos las dimensiones no están dictadas por la resistencia que debe tener sino que es más importante que tengan las dimensiones generales adecuadas para cumplir con parámetros de otros sistemas. Debido a esto las dimensiones generales de los componentes se deben mantener dentro de un rango especificado y no se pueden reducir tanto como para que la ventaja en resistencia del material se refleje en peso del sistema provocando que el sistema sea más pesado.

Otro punto en contra del acero en este caso es que el maquinado de acero lleva mucho más tiempo que el maquinado de aluminio y por lo tanto el costo de maquinado es mayor que el costo de maquinado de aluminio. Sobre todo considerando que se maquina la mayor parte del material del tocho.

Con estas ventajas y desventajas propias de cada material y aleación en consideración se determinó que el material de las mazas delanteras sería Aluminio 6061 – T6.

4.4.4 *Diseño de la maza y el eje*

Para comenzar con el diseño de la maza y el eje es muy importante haber decidido si se va a utilizar un eje vivo o fijo ya que esto dictará si el rodamiento irá en la maza o el mango. En el caso del vehículo FSAE UNAM 2011 se decidió que el eje sería vivo y por lo tanto el rodamiento iría dentro del mango.

El diseño de la maza para esta temporada se basó en la maza de la temporada pasada, aunque se le hicieron algunas modificaciones para reducir peso y adaptarse a los componentes que cambiaron. Estas modificaciones se dieron en los grosores de pared y de los soportes del disco y el rin.

Para el inicio del diseño de la maza se debe tener una idea de la geometría general que se pretende que tenga la misma. Lo más recomendable es diseñarla tomando como concepto que es

4. Masa no Suspendida Delantera

prácticamente un sólido de revolución. Una vez teniendo el concepto y la geometría aproximada se dibuja en un plano la sección del sólido de revolución. En la imagen siguiente se muestra dicho plano de sección ya con todas las medidas especificadas. Las consideraciones para determinar estas medidas se explican más adelante.

Para el diseño del eje, se contó con el antecedente de la temporada pasada, en la que el eje fue una pieza de acero torneada a diferentes diámetros y se tuvo el incidente de que en los cambios de sección se concentraron los esfuerzos y fallaron después de cierto número de ciclos de prueba. Tomando en cuenta esto, y que finalmente el eje sirve principalmente para sujetar la maza al mango a través del rodamiento, se decidió utilizar un tornillo de acero de alta resistencia de $\frac{3}{4}$ ". Este diseño nos dio la ventaja de que no se tiene que maquinar un componente adicional en el sistema por lo que el costo es menor. Otra ventaja es que las refacciones son fáciles de encontrar en cualquier lugar.

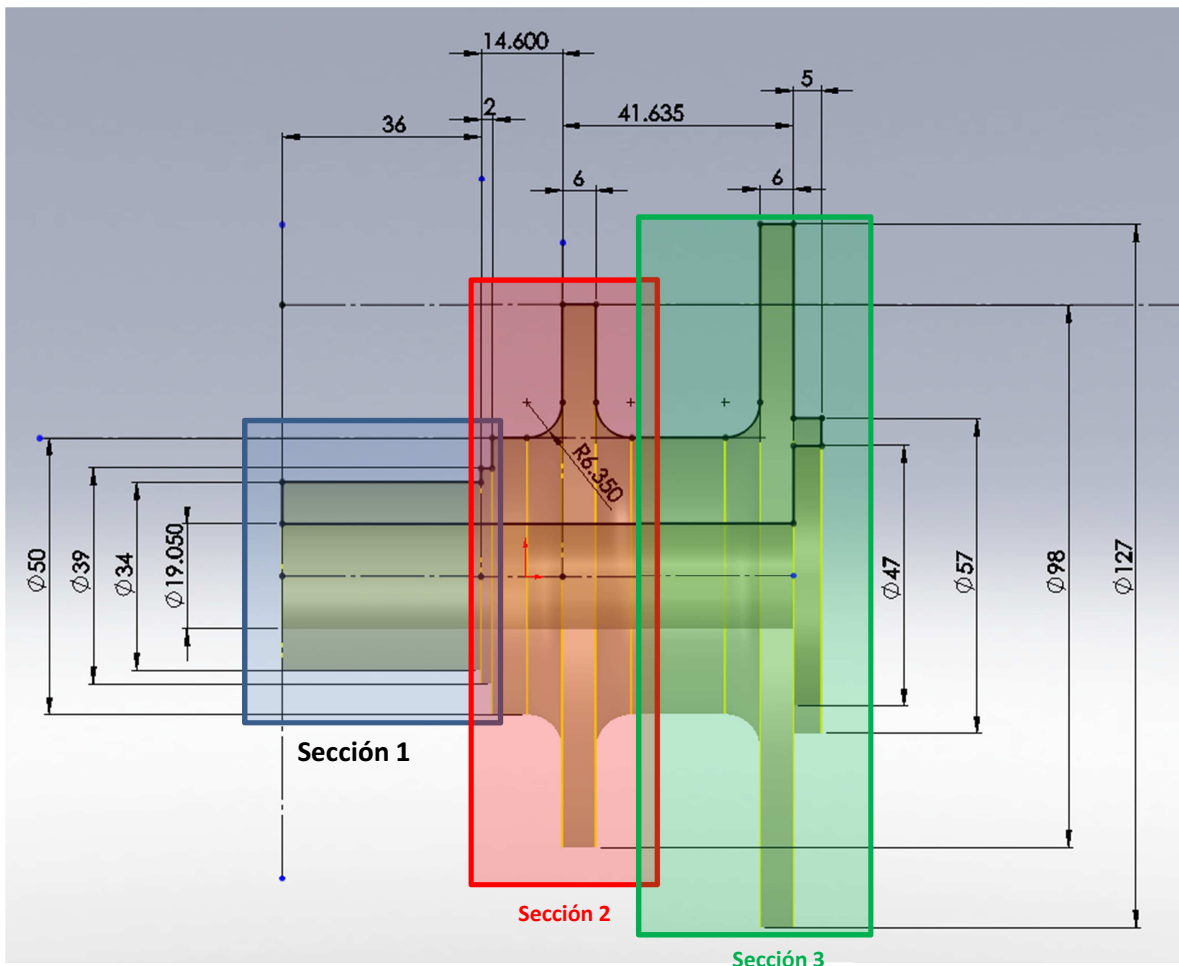


Fig. 4. 15 Imagen del diseño de la maza delantera seccionada para su mejor explicación.

La maza se puede dividir básicamente en 3 secciones para facilitar la explicación individual de cada una de ellas:

Sección 1

En esta sección el elemento determinante para el diseño de la maza es el rodamiento, ya que es sobre esta superficie que apoya la pista interna. El diámetro mayor debe ser igual al diámetro de la pista interna del rodamiento que es de 34mm. El diámetro menor depende del eje que se vaya a utilizar, que en este caso es un tornillo de $\frac{3}{4}$ ".

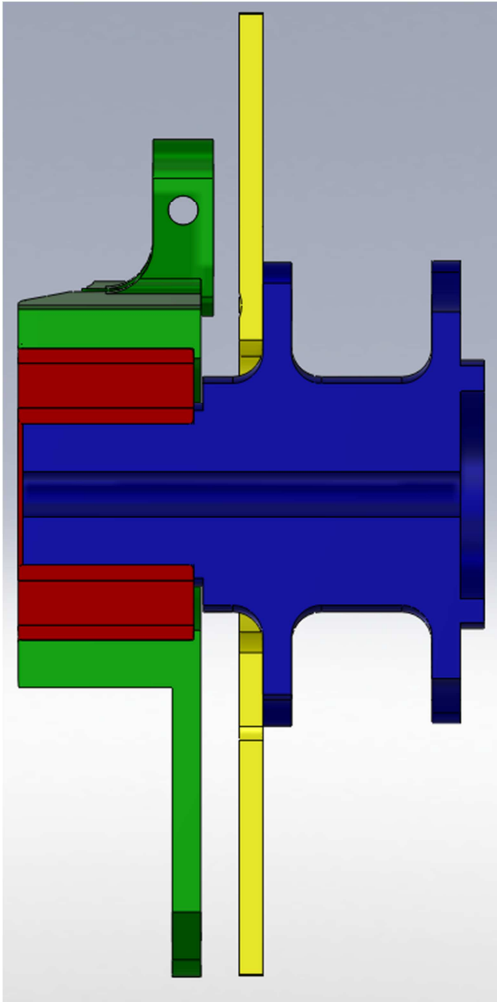
Las dimensiones longitudinales dependen del ancho del rodamiento aunque aquí hay que considerar que dichas dimensiones deben ser ligeramente menores para que el eje que sujeta la maza a los rodamientos pueda apretarse contra el rodamiento y no contra la misma maza. Por esta razón la medida es de 36mm cuando el rodamiento tiene 37m de ancho.

El escalón que tiene es necesario porque sobre él apoya longitudinalmente la pista interna del rodamiento en el ensamble, la altura es dada por la pista interna del rodamiento y la distancia longitudinal es solo para dar una separación del resto de la maza.

Sección 2

En esta sección se encuentra la sujeción del disco de freno y por lo tanto las medidas en esta sección dependen de la distancia que se requiere mordaza al centro del disco. En el plano del fabricante que utilizó en para el diseño del soporte de la mordaza en el mango se hace referencia a esa distancia que debe ser de 16.6mm.

Para calcular la medida de la maza (14.6mm) hay que tomar en cuenta que es desde el plano en donde se atornilla la mordaza hasta el plano central del disco. Otra consideración importante es que la posición de la maza pestaña en el mango sobre la que apoya axialmente la pista externa del rodamiento. Para ejemplificar esto se muestra una vista superior de un corte del ensamble de mango (verde), maza (azul), rodamiento (rojo), y disco de freno (amarillo) a la altura del centro del rodamiento.



En la figura 4.16 se puede ver claramente que se debe tomar en cuenta la maza apoya sobre el rodamiento que no está en el mismo plano que la cara más externa del mango.

La distancia con la que se diseña la maza es la que hay entre el primer escalón de la maza de izquierda a derecha y el plano en el que apoya el disco de freno.

Para sacar esta distancia hay que tomar en cuenta que el fabricante de la mordaza pide 16.6mm al PLANO CENTRAL del disco, que tiene un grosor de 5mm. Por lo tanto la distancia del plano de sujeción de la mordaza al plano de contacto del disco con la maza tiene que ser de 19.1mm (16.6mm+2.5mm).

Pero se tiene que la distancia entre el plano donde se sujeta la mordaza y el plano donde apoya la maza en el rodamiento es de 4.5mm, por lo tanto la distancia que debe haber entre el plano donde apoya la maza en el rodamiento y el plano de contacto entre el disco y la maza tiene que ser de 14.6mm (19.1mm-4.5mm).

Fig. 4. 16 Vista superior de un corte en el plano central de la maza para ejemplificar las distancias esenciales.

Sección 3

En esta sección hay 2 características principalmente, la sujeción del rin y el mamelón que es la protuberancia en la parte más externa de la maza y que sirve para centrar el rin.

La distancia a la que se encuentra la superficie que sujeta al rin y está en contacto con él depende del ancho de vía que se requiera tener.

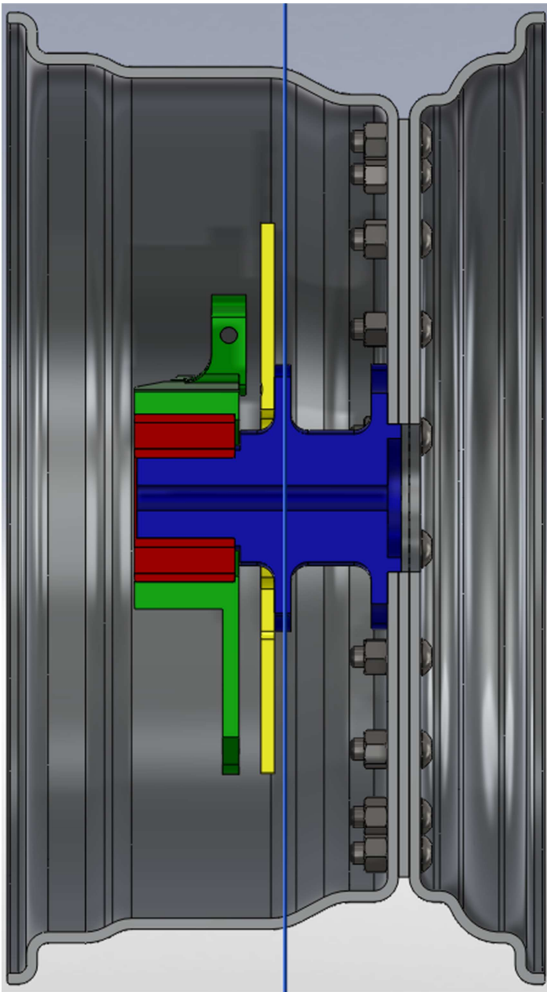


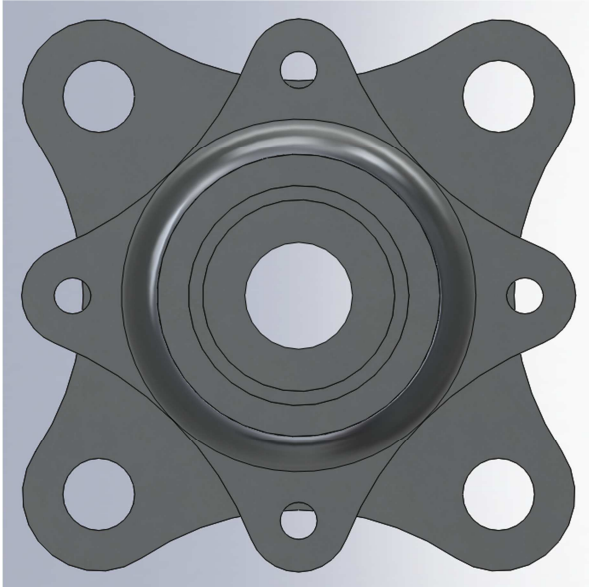
Fig. 4. 17 corte de un ensamble de rin, maza, mango, disco y rodamiento para mejor visualización de las distancias esenciales.

En esta imagen similar a la anterior pero con la adición del rin se muestra el plano medio del rin (línea azul que cruza de arriba abajo). El sistema de suspensión determina la distancia que existe del centro del vehículo a este plano.

Para determinar la geometría de la maza lo que se debe hacer es que esa distancia coincida con lo que requiere el sistema de suspensión cuidando que no haya interferencias con los demás componentes como que la mordaza de freno quede a una distancia mínima de 10mm de las cabezas de los tornillos del rin y verificar que no roce con el aro.

También se puede visualizar la función del mamelón que coincide con el barreno central del rin.

Hasta este punto ya se tiene un diseño aproximado de la maza, pero aún falta hacer las modificaciones para que sea posible ensamblar el disco y el rin. Para esto se requiere saber el patrón que se eligió para sujetar estos componentes.



En la figura 4.18 se muestra la maza ya con los barrenos necesarios para sujetar al disco (barrenos más pequeños y al rin (barrenos más grandes). La razón por la que están desfasados 45° es para facilitar el ensamble de los componentes.

También en este paso se redujo material al crear la forma exterior de lo que antes eran discos redondos.

Fig. 4. 18 Vista frontal de la maza delantera.

Finalmente, a continuación se muestra una imagen de la maza completada.

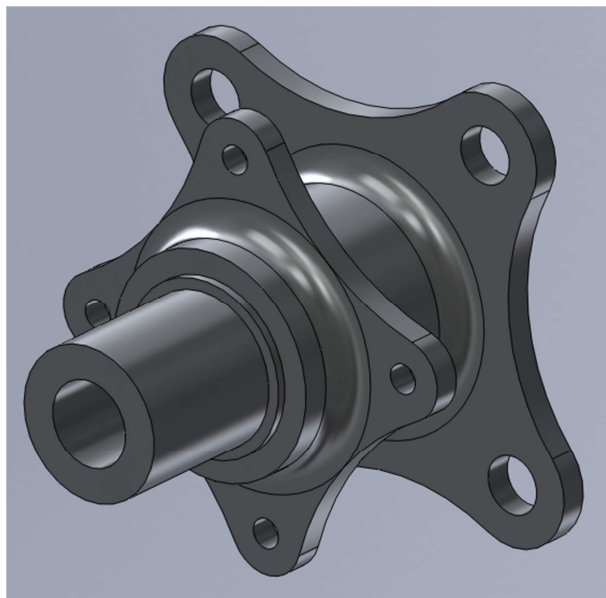


Fig. 4. 19 Maza delantera finalizada.

4.4.5 Análisis por Elementos Finitos

Ya que se completó el diseño de la maza se procede a validarla a través de un análisis por elementos finitos realizado mediante el módulo de simulación contenido en SolidWorks.

Para la validación de la maza se realiza un análisis estático simulando una situación de curva (rueda externa) y otro análisis estático simulando una frenada a fondo.

Para el caso de la curva las cargas primordiales que actúan sobre la maza vienen de tener que soportar el peso del vehículo verticalmente y de soportar el momento generado por la rueda en el punto de apoyo con el pavimento.

En la figura 4.20 se pueden ver las cargas mencionadas en el párrafo anterior.

Para el caso de una curva a 1.2g se tiene que la fuerza vertical en la rueda delantera externa considerando la transferencia de peso del vehículo es de 1035 [N].

La fuerza lateral máxima que puede generar la rueda con esa carga vertical es de 1243 [N] por lo que si tomamos en cuenta que la rueda tiene un diámetro de 21" y el momento se aplica sobre su eje central, el momento resultante es de 331 [N*m].

Para este estudio se utiliza el ensamble de la maza con el eje porque al estar en contacto se distribuye la carga entre los 2 componentes. El eje se considera como una barra de acero de $\frac{3}{4}$ porque de utilizar un tornillo el análisis sería más complejo y esta consideración nos da una buena aproximación.

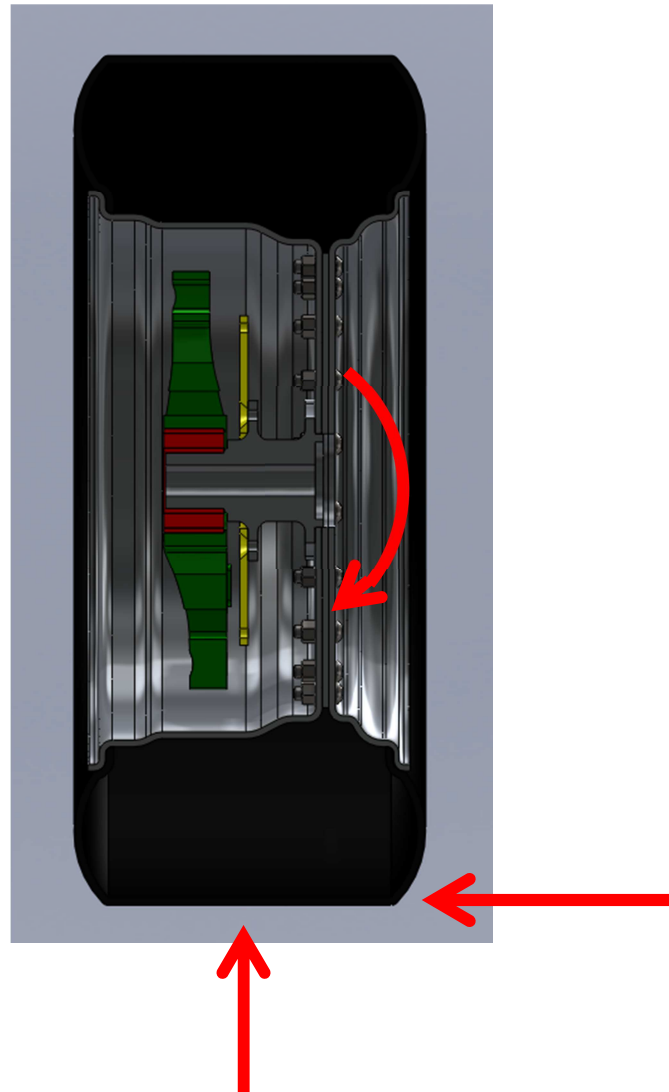


Fig. 4. 20 Fuerzas y momentos generados en la maza.

4. Masa no Suspendida Delantera

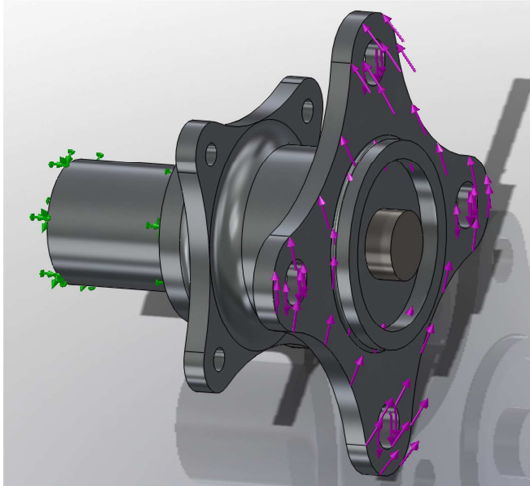


Fig. 4. 21 Modelo con cargas de curva.

En la figura 4.21 se muestran las cargas y sujeciones que se aplicaron al modelo para el análisis en curva.

Se restringió el área de contacto con el rodamiento como geometría fija, se aplicó el momento generado por la llanta alrededor de su eje en la cara que está en contacto con el rin y la fuerza provocada por el peso del vehículo se aplicó como una fuerza distribuida en los barrenos donde van los birlos.

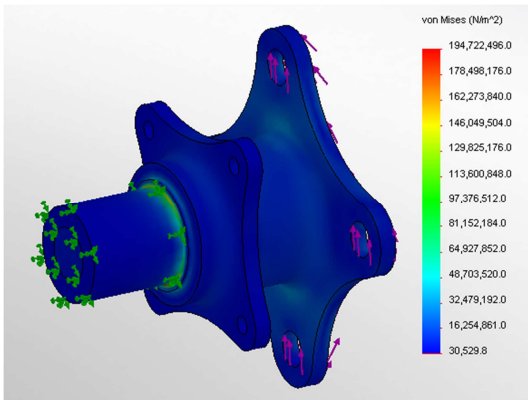


Fig. 4. 22 Distribución de esfuerzos en curva.

El resultado del análisis indica que la combinación de la maza y el eje soportan perfectamente las cargas en una curva a 1.2g. Existen algunos concentradores naturales de esfuerzo justo en la parte que cambia de sección y se termina la restricción pero es consecuencia del tipo de sujeción que se utilizó en el análisis.

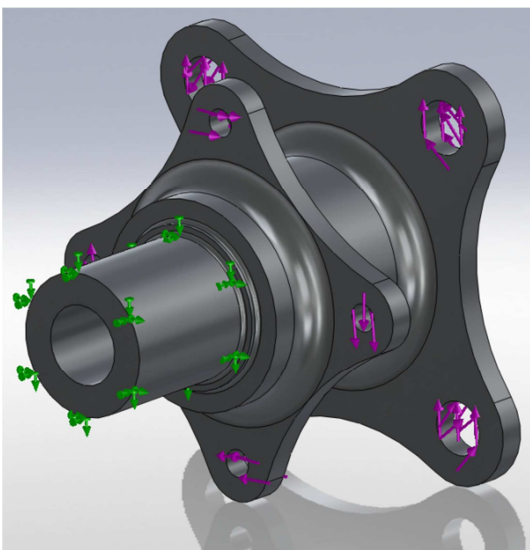


Fig. 4. 23 Modelo con cargas de frenado.

Para el análisis del caso de frenado puro se utilizaron los datos obtenidos por el sistema de freno en cuanto a par máximo que se puede aplicar al disco en condiciones de máxima frenada. Esto implica que el par aplicado es de aproximadamente 3500 [lb*in] o aproximadamente 400 [N*m].

Este análisis se realiza solo con la maza ya que no afecta el eje de ninguna manera. También se aplicó la fuerza que genera el peso del vehículo durante una frenada.

4. Masa no Suspendida Delantera

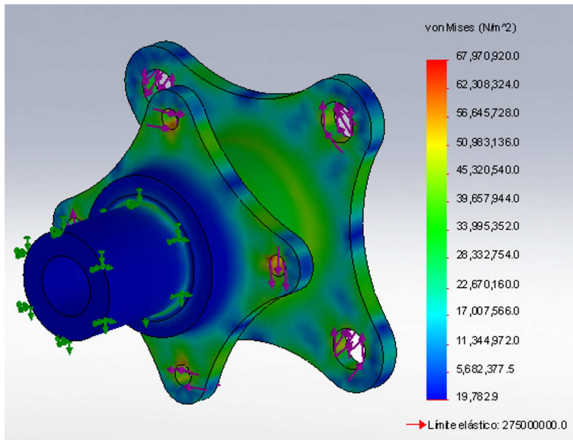


Fig. 4. 24 Distribución de esfuerzos para el caso de frenado.

El resultado de este estudio muestra que la masa soporta perfectamente el par de frenado que se ejerce en una situación de frenado máximo. La distribución de esfuerzos es buena ya que no se aprecian lugares con concentraciones de esfuerzos mucho mayores que el promedio de la zona.

4.5 Ensamble del sistema

A continuación se muestran imágenes del sistema ensamblado.



Fig. 4. 25 Renders del ensamble del sistema en diferentes vistas

4. Masa no Suspendida Delantera

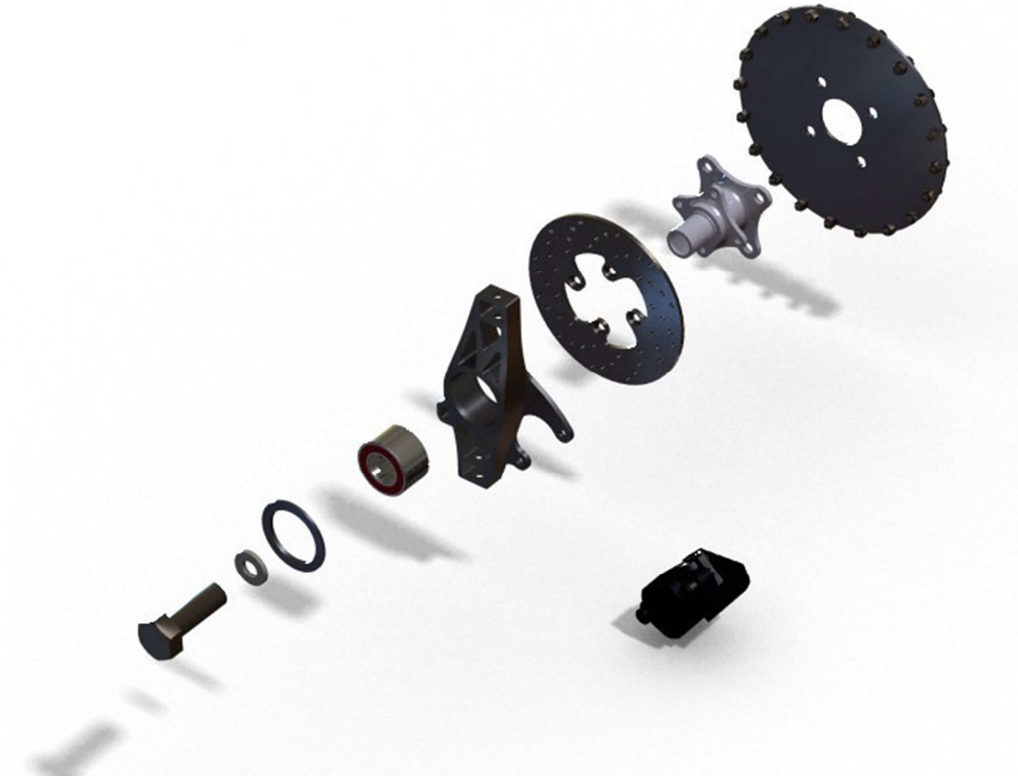


Fig. 4. 26 Vista explosionada del ensamble



Fig. 4. 27 Render con rin y llanta

5. Masa no Suspendida Trasera

5.1 Introducción

Para el diseño de los componentes de masa no suspendida trasera se siguen prácticamente los mismos principios que se utilizaron para el diseño de la parte delantera, con algunas excepciones. Por este motivo se hará referencia a los conceptos y características mencionadas en el capítulo anterior y sólo se describirán a detalle aquellas características que sean nuevas o que tengan requerimientos diferentes a lo que se mencionó para la parte delantera.

La principal diferencia que existe con relación a la parte de adelante es que al ser tracción trasera el vehículo, en la parte de atrás es mandatorio tener un eje “vivo”, pues es éste el que transmite la potencia del motor a las ruedas a través de la maza. Esto tiene como consecuencia que el diseño de algunos componentes tenga requisitos especiales.

5.2 Rodamiento

El rodamiento para la parte trasera del vehículo tiene exactamente la misma función que en la parte delantera que es permitir que la maza gire libremente dentro del mango.

Al ser eje “vivo” al igual que en la parte delantera, el rodamiento utilizado adelante se puede utilizar sin ningún problema en la parte de atrás también. Además, al utilizar los mismos rodamientos adelante y atrás se estandariza el rodamiento y esto permite que el diseño de la maza y el mango sea más parecido al delantero y, por lo tanto, algunos parámetros de diseño se conserven iguales en la parte trasera y en la delantera.

Por estos motivos se decidió utilizar rodamientos iguales en la parte de atrás que son del tipo de doble hilera de bolas de contacto angular con dimensiones de 64x34x37mm.

5.3 Maza

La maza es un componente en el que sólo existe una diferencia muy importante entre la maza delantera y la trasera. Mientras que la delantera gira libremente en el rodamiento y el eje no ejerce ningún tipo de carga sobre ella, la maza trasera es la encargada de transmitir la potencia del motor a las ruedas traseras.

5.3.1 Interacciones

Las interacciones de la maza trasera, como ya se mencionó son iguales a la de la delantera, excepto porque además de interactuar con el sistema de frenado al soportar el disco de freno y el rin, deben interactuar con el sistema de tren motriz para que el diseño de la maza y de las flechas que transmiten la potencia del motor sean compatibles.

5. Masa no Suspendida Trasera

Para transmitir la potencia a las ruedas se utiliza un estriado externo en la salida de la flecha e interno en la maza. Este estriado debe ajustarse en las piezas para que no exista juego entre ellas ya que de ser así se corre un enorme riesgo de que se dañen.

Para este estriado se estudiaron varias opciones que incluyeron realizar el maquinado de las 2 piezas (flechas y maza), lo que brindaba al equipo una gran libertad de diseño al no estar atados a un diseño. Esta opción, aunque brindaba algunas ventajas, fue descartada por la gran carga de trabajo que tenía el equipo que realizaba los maquinados.

La opción elegida fue adaptar el diseño de la maza al estriado de las flechas. Esta opción tiene la ventaja de sólo maquinar la maza a las especificaciones de la flecha, proceso que se realizó en la temporada pasada utilizando la electroerosión como proceso de manufactura. Esto tiene la gran desventaja de que hay que maquinar primero un electrodo con la forma de la flecha para que éste actúe como herramienta, el problema es que el electrodo se desgasta en el proceso de maquinado y por lo tanto se deben maquinar varios para diferentes pasos de la pieza.

La solución fue utilizar un cepillo para realizar el maquinado directamente sobre la maza con un buril afilado con el ángulo que hay entre los dientes del estriado de la flecha.

5.3.2 Materiales

Para la maza trasera debido a que el estriado interno está en contacto con la flecha, que es de acero endurecido, no se consideró utilizar aluminio ya que con la constante carga y descarga que existe en el estriado los dientes del estriado en aluminio cederían rápidamente ante el acero de la flecha. Esto provocaría que ya no se pudiera transmitir la potencia del motor a las ruedas.

Para prevenir esto, se decidió utilizar acero 1045 como material para las mazas traseras. Este acero, aunque no es tan duro como el hacer del que están fabricadas las flechas, tiene la dureza suficiente para soportar la potencia del motor por lo menos a lo largo del periodo de pruebas y en la competencia. Esto se comprobó en la temporada pasada que se utilizó el mismo patrón de estriado en las flechas y el mismo material en las mazas y no surgió problema alguno en la duración del proyecto.

5.3.3 Diseño

Para el diseño de la maza se procuró que fuera igual a la maza delantera en la mayor cantidad de aspectos posibles para así poderlas manufacturar utilizando los mismos procedimientos y por lo tanto disminuir el costo. Para lograr esto el diseño se mantuvo prácticamente igual al delantero excepto porque en lugar del barreno de $\frac{3}{4}$ " donde va el eje en la parte de adelante, se dejó un barreno de 1" a partir del cual se maquina el estriado.

5. Masa no Suspendida Trasera

El plano a partir del cual se generó el sólido de revolución para el diseño de la maza trasera es el siguiente:

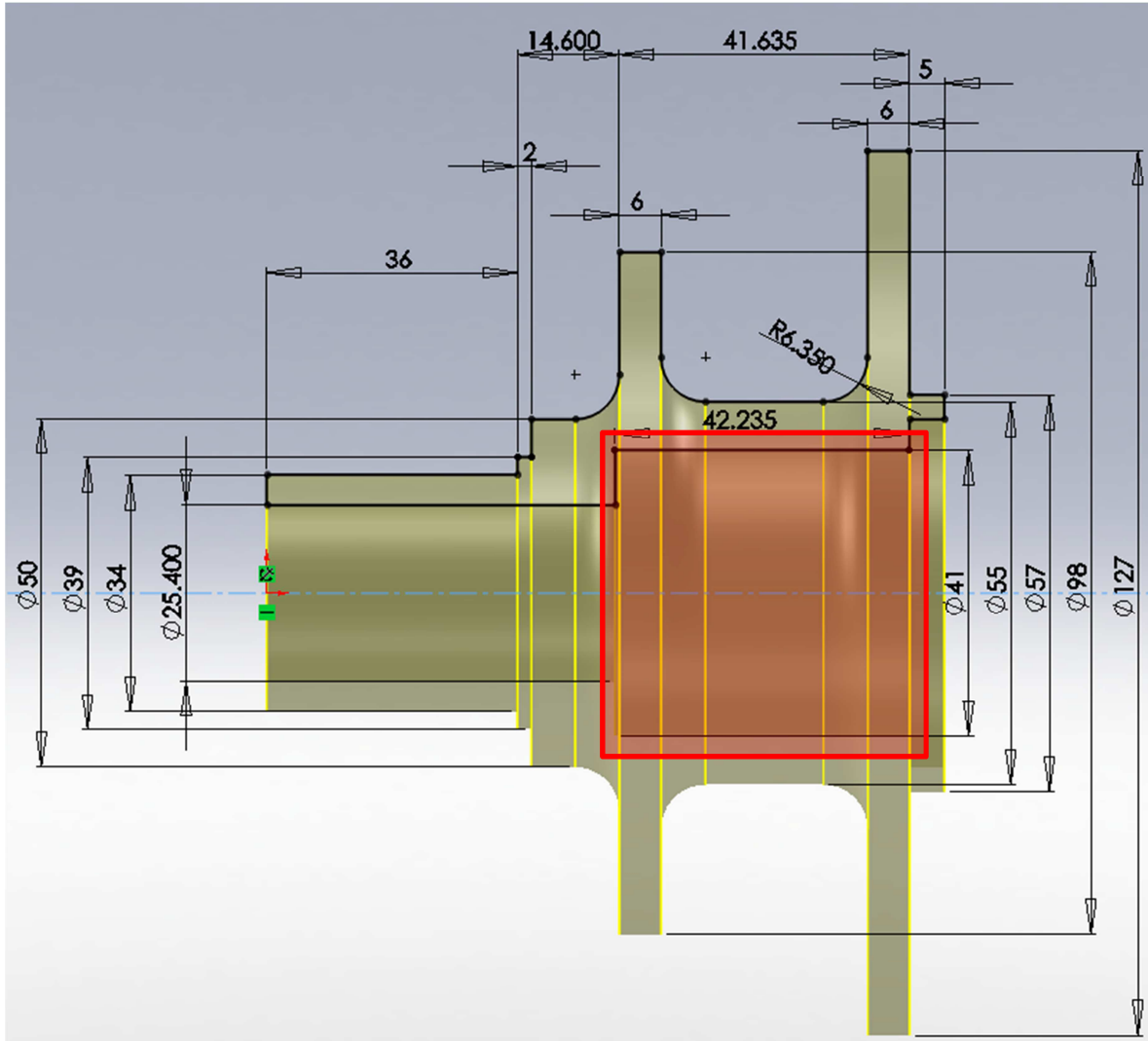


Fig. 5. 1 Plano de la maza trasera

En este plano se puede ver que muchas de las operaciones de maquinado que se utilizan en las mazas delanteras se pueden utilizar también en las traseras. El cambio más importante que se realizó fue el la caja de 41mm (marcada con el cuadro rojo) que se requiere porque la tuerca que se atornilla a la punta de la flecha y que sujeta a la maza al mango trasero sólo llega a esa distancia a través del rodamiento.

Para las demás dimensiones aplican las mismas consideraciones de diseño que aplicaron para el diseño de la maza delantera mencionadas en el capítulo anterior.

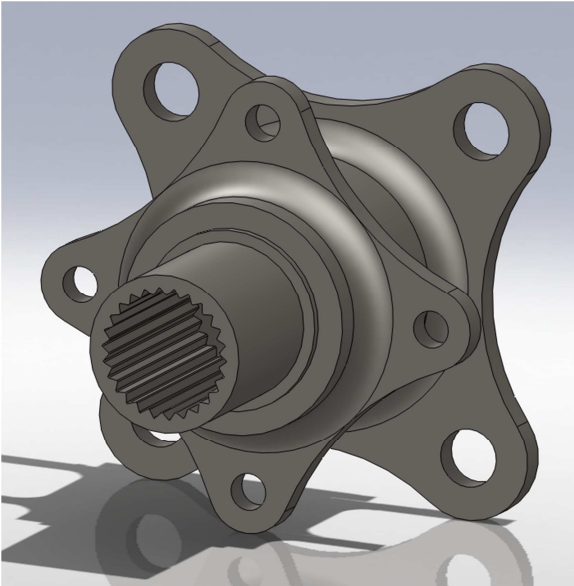


Fig. 5. 2 Diseño de la maza trasera.

Habiendo diseñado el sólido de revolución, se hicieron al igual que en la maza delantera los barrenos de donde se sujeta el disco de freno y el rin. Posteriormente se hicieron los cortes para reducción de peso alrededor de estos barrenos.

Por último se hicieron los cortes en el barreno interior para representar el estriado que se debe realizar para acoplarse con las flechas.

5.3.4 Análisis por Elementos Finitos

Para realizar el análisis por elementos finitos de la maza trasera se realizaron estudios similares que con la delantera aunque agregando el par generado por el motor que se transmite por la flecha a la maza y finalmente a la llanta. El par máximo que puede generarse está restringido por el agarre de la llanta, y como se calculó para el sistema de frenado la fuerza máxima que se puede generar en la llanta tomando en cuenta el coeficiente de fricción aproximado y la fuerza normal, se tiene que el máximo par que se puede generar es de alrededor de [400N*m].

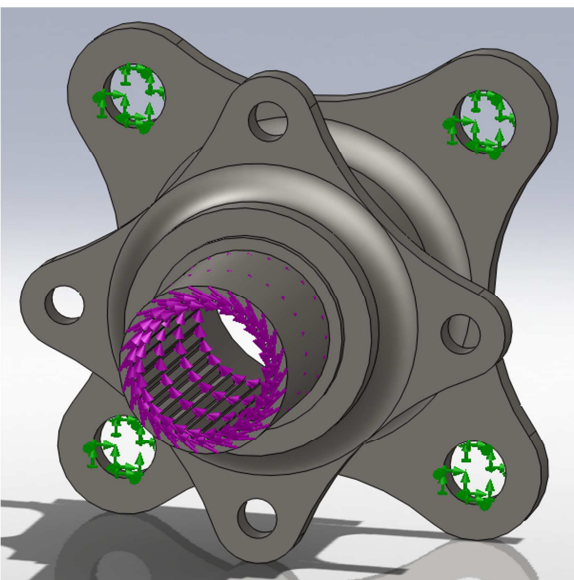


Fig. 5. 3 Modelo con par de las flechas.

En la figura 5.3 se muestran las condiciones para la simulación de máximo par sobre el estriado. Se aplicó un par de 400 N*m sobre las caras del estriado que reciben el par de la flecha y se restringieron los barrenos donde van los birlos que sujetan al rin.

5. Masa no Suspendida Trasera

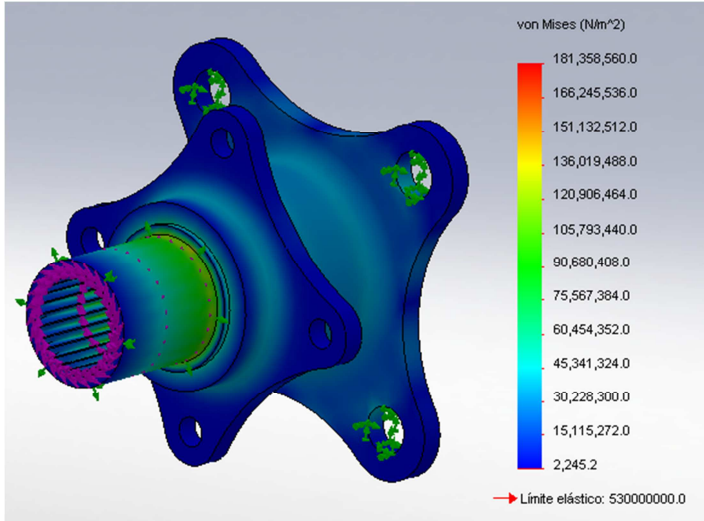


Fig. 5. 4 Distribución de esfuerzos debidos a par.

En esta captura se pueden ver los resultados del análisis estático de la maza y se ve claramente que los esfuerzos a los que está sometida a maza debido a este par en el estriado están muy por debajo del límite elástico del material, por lo que el diseño funciona bien.

El siguiente caso analizado es una situación de curva y se realizó con las mismas condiciones que en la maza delantera.

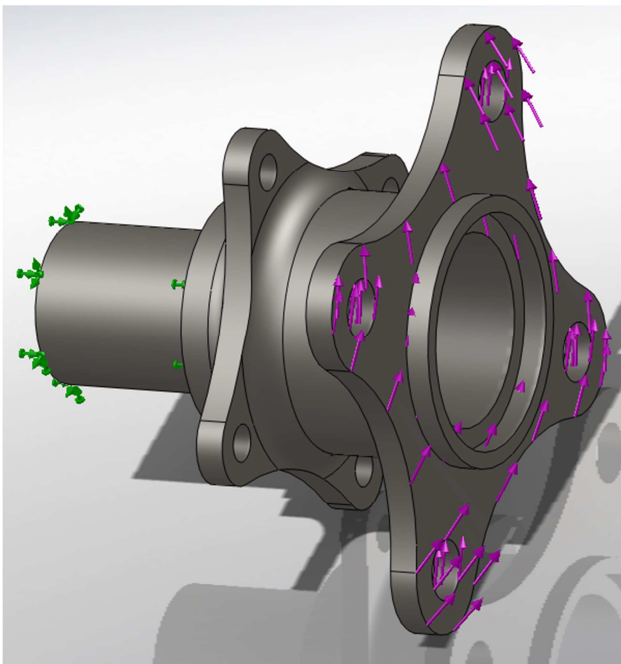


Fig. 5. 5 Modelo con cargas de curva.

En la figura 5.5 se muestra la posición y dirección de las cargas aplicadas al modelo para la situación de curva.

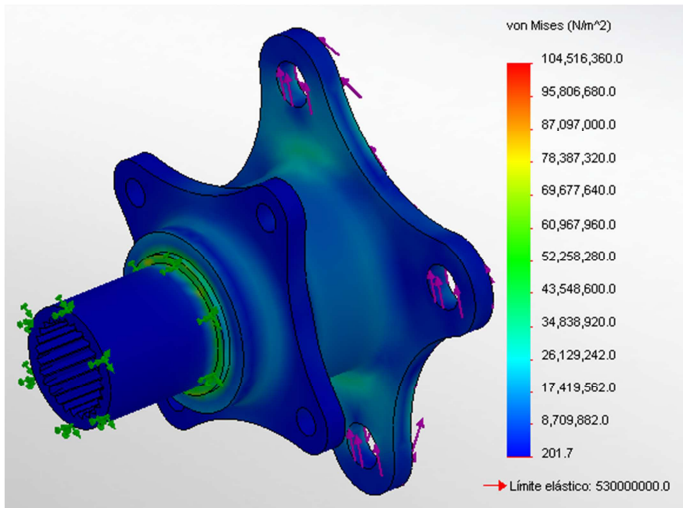


Fig. 5. 6 Distribución de esfuerzos debidos a fuerzas de curva.

En la figura 5.6 se pueden ver los resultados del estudio realizado a la maza. Los esfuerzos una vez más están muy por debajo del límite elástico del material.

Finalmente se realizó el análisis de la maza sometida al par de frenado. Los parámetros para el análisis fueron los mismos que se utilizaron para analizar la maza delantera.

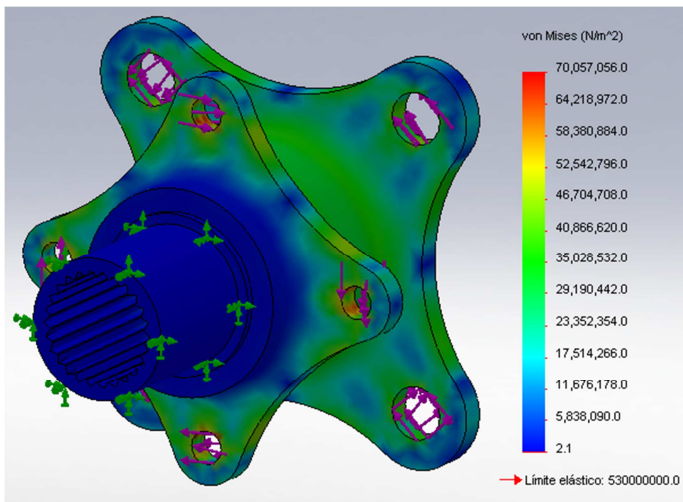


Fig. 5. 7 Distribución de esfuerzos debidos a par de frenado.

Los resultados de este análisis concuerdan con los demás en cuanto a que la pieza resiste perfectamente los esfuerzos generados por las cargas que se aplican.

Por los resultados obtenidos se podría llegar a concluir que la pieza está sobrada, y del punto de vista de esfuerzos esto es cierto. Pero que hay que tomar en consideración que en ocasiones se puede presentas más de 1 caso de los analizados al mismo tiempo que otro, aunque no con la misma intensidad que cuando se presentan solos. Otra cosa que hay que tomar en cuenta es que

aun cuando se quisiera remover más material para quitar más peso, las dimensiones de la pieza están restringidas por factoras geométricos que dependen de otros componentes del sistema y por lo tanto no se pueden modificar.

5.4 Mango trasero

Para el mango trasero las consideraciones de diseño son muy similares que para el mango delantero y sólo cambian en dos aspectos que se explicarán a detalle en la sección de interacciones. El plan de diseño para el mango trasero consta en mantener un diseño sencillo y ligero que cumpla con los requerimientos de los demás componentes y no requiera un maquinado tan complejo como el delantero.

5.4.1 Interacciones

El mango trasero difiere del delantero en cuanto a que no hay dirección en las llantas traseras y por lo tanto no requiere el soporte de la barra de dirección. Otra diferencia importante es que en lugar de tener sólo 2 puntos de sujeción de la suspensión tiene 3 para triangular y tomar la función de una dirección fija.

Las interacciones con el sistema de frenado y la maza se mantienen iguales que en el mango delantero y al utilizar el mismo rodamiento adelante y atrás el barreno central se mantiene con las mismas dimensiones.

El espacio disponible para los puntos de sujeción de la suspensión dentro del ron es el mismo en las 4 ruedas y por lo tanto con el valor que se tenía, el sistema de suspensión propone la localización de los puntos.

5.4.2 Materiales

Los criterios para seleccionar los materiales para los mangos traseros son exactamente los mismos que se utilizaron en los mangos delanteros y por lo tanto sería redundante repetirlo. Basta con recordar que se eligió utilizar Aluminio 6061 – T6 por su disponibilidad en México y propiedades mecánicas adecuadas para la aplicación que se le dará.

5.4.3 Diseño

El diseño del mango trasero si tiene variación con el delantero por las características de los sistemas a su alrededor que son diferentes a las del mango delantero.

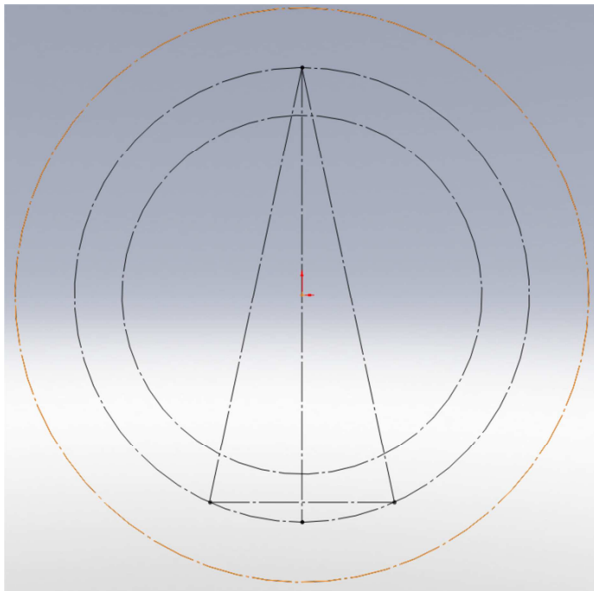


Fig. 5. 8 Primer sketch con los puntos y geometrías esenciales.

Para comenzar con el diseño del mango se traza el plano definiendo los puntos clave en el espacio. Se utiliza el origen como centro de llanta y a partir de ahí se localizan los puntos proporcionados por el sistema de suspensión.

Además como referencia se pueden trazar círculos que representen el espacio disponible, el tamaño del disco y el círculo sobre el que están localizados los puntos de la suspensión.

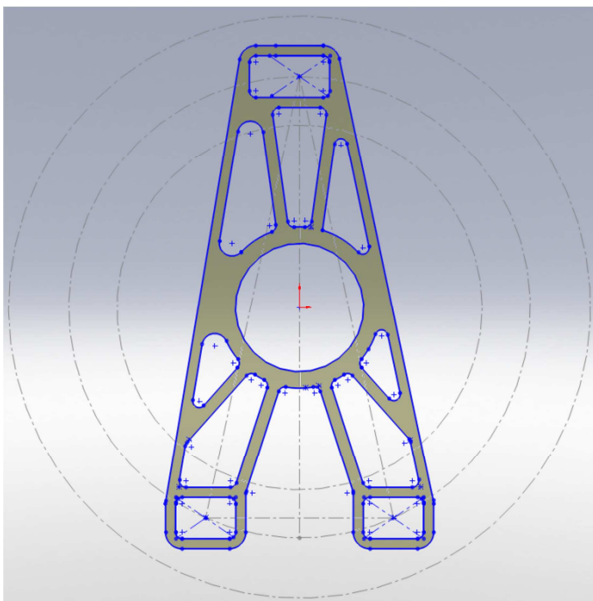
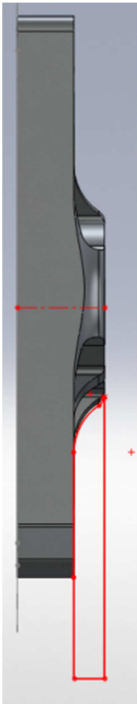


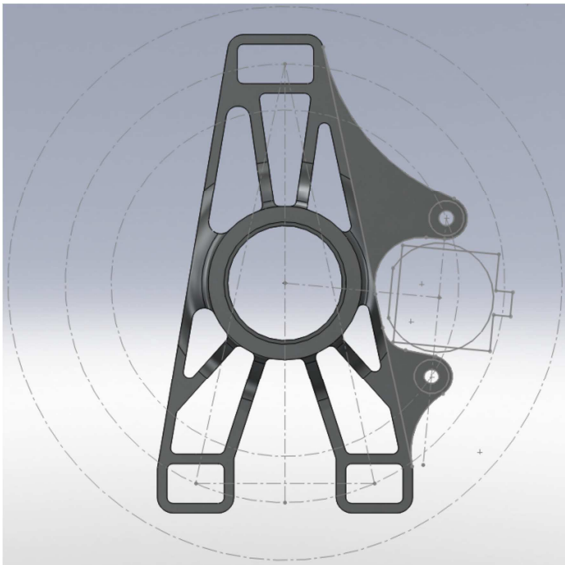
Fig. 5. 9 Geometría básica del mango trasero.

Posteriormente se traza la forma que tendrá la pieza en una vista frontal tomando en cuenta los puntos de la suspensión diseñando la caja que alojará a la junta esférica. También se debe considerar el barreno que aloja al rodamiento que se localiza en el centro de la pieza. Además con la experiencia de diseño del mango delantero se pueden adelantar pasos y en el mismo paso trazar la geometría necesaria para reducción de material y peso.



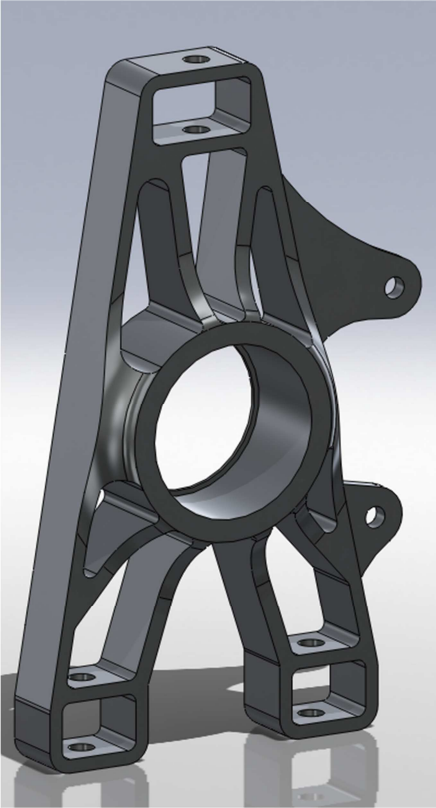
Posteriormente se trazó el perfil de corte que se revoluciona para dar el grosor adecuado en las secciones que no requieren más. En la parte que abarca al rodamiento y un diámetro de 10mm alrededor de él no se rebaja material porque de hacerlo el rodamiento quedaría expuesto. Por lo tanto es importante analizar en qué zona y hasta que profundidad se realiza el corte de revolución. En la zona de las sujeciones de las barras de suspensión se dejó un grosor de la pieza de 25mm que es suficiente para alojar la junta esférica y da una reducción de peso importante. Las curvas del perfil deben ser suaves para no generar concentradores de esfuerzos en la pieza.

Fig. 5. 10 Perfil del corte de revolución.



Después se diseña el soporte de la mordaza de freno. Como se utiliza la misma mordaza adelante y atrás, el diseño del soporte se realiza de la misma manera. Trazando un plano con la forma de la mordaza y las balatas para saber dónde colocarla y después se diseña el soporte alrededor del plano.

Fig. 5. 11 Posición del soporte de la mordaza.



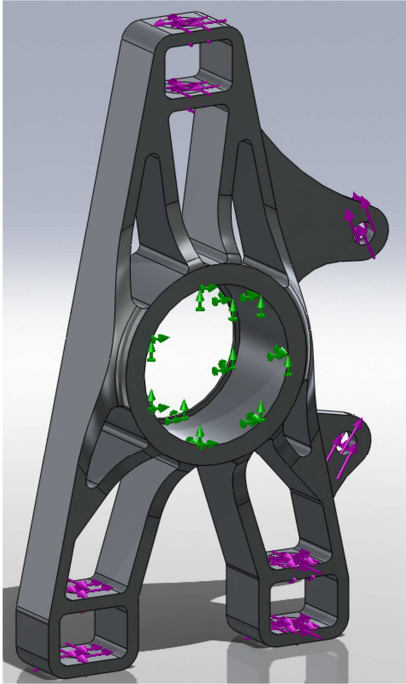
Finalmente, se hacen los barrenos en las estructuras que alojan a las juntas esféricas en los puntos que se determinaron por el sistema de suspensión y con este paso queda finalizado el diseño del mango trasero.

Como se observa en la figura 5.12, el diseño del mango trasero es más sencillo que el delantero y además es más fácil de maquinar porque sólo requiere maquinado de superficie 3D de un lado ya que del otro es una superficie completamente plana.

Fig. 5. 12 Mango trasero terminado.

5.4.4 Análisis por elementos finitos

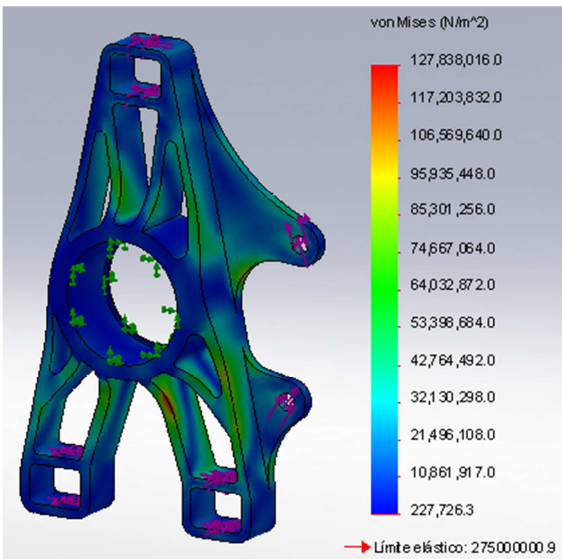
Para el análisis por elementos finitos se utilizó el mismo principio que con el mango delantero, realizar análisis en los casos de condiciones de operación que generen cargas máximas en la pieza. Este caso es el de curvado y frenado al mismo tiempo, una vez más, los datos de fuerzas en las sujeciones de las barras de suspensión para el análisis fueron obtenidos por el sistema de suspensión. La magnitud del momento denegado por la mordaza al presionar el disco que se utilizó para el análisis fue obtenida en la hoja de cálculos de frenado y se utilizó el par máximo de frenado en las llantas traseras.



En la figura 5.13 se muestran las cargas y sujeciones a las que es sometida la pieza para su análisis. En cada uno de los puntos de sujeción de la suspensión se aplicaron las fuerzas descompuestas en las 3 componentes.

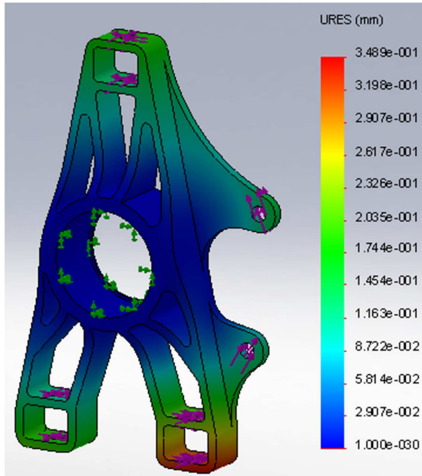
El par de frenado que se aplicó fue de 3042 [lb*in] que actúa sobre las caras cilíndricas de los barrenos sobre los que se monta la mordaza. Finalmente para restringir el sistema se puso consideró la superficie donde apoya el rodamiento como geometría fija.

Fig. 5. 13 Cargas y sujeciones para el análisis.



Los resultados obtenidos del estudio fueron satisfactorios porque la pieza soporta sin problema alguna las cargas a las que está sometida teniendo un factor de seguridad mínimo de aprox. 2.2.

Fig. 5. 14 Distribución de esfuerzos en la pieza.



En la gráfica de distribución de desplazamientos los valores obtenidos se mantuvieron muy pequeños, con el desplazamiento máximo en alrededor de 0.35mm en la parte inferior derecha de la pieza. Con esto se tiene que la ganancia máxima de camber es de 0.14° que es prácticamente despreciable.

Fig. 5. 15 Resultado de desplazamientos.

5.4.5 Ensamble del sistema

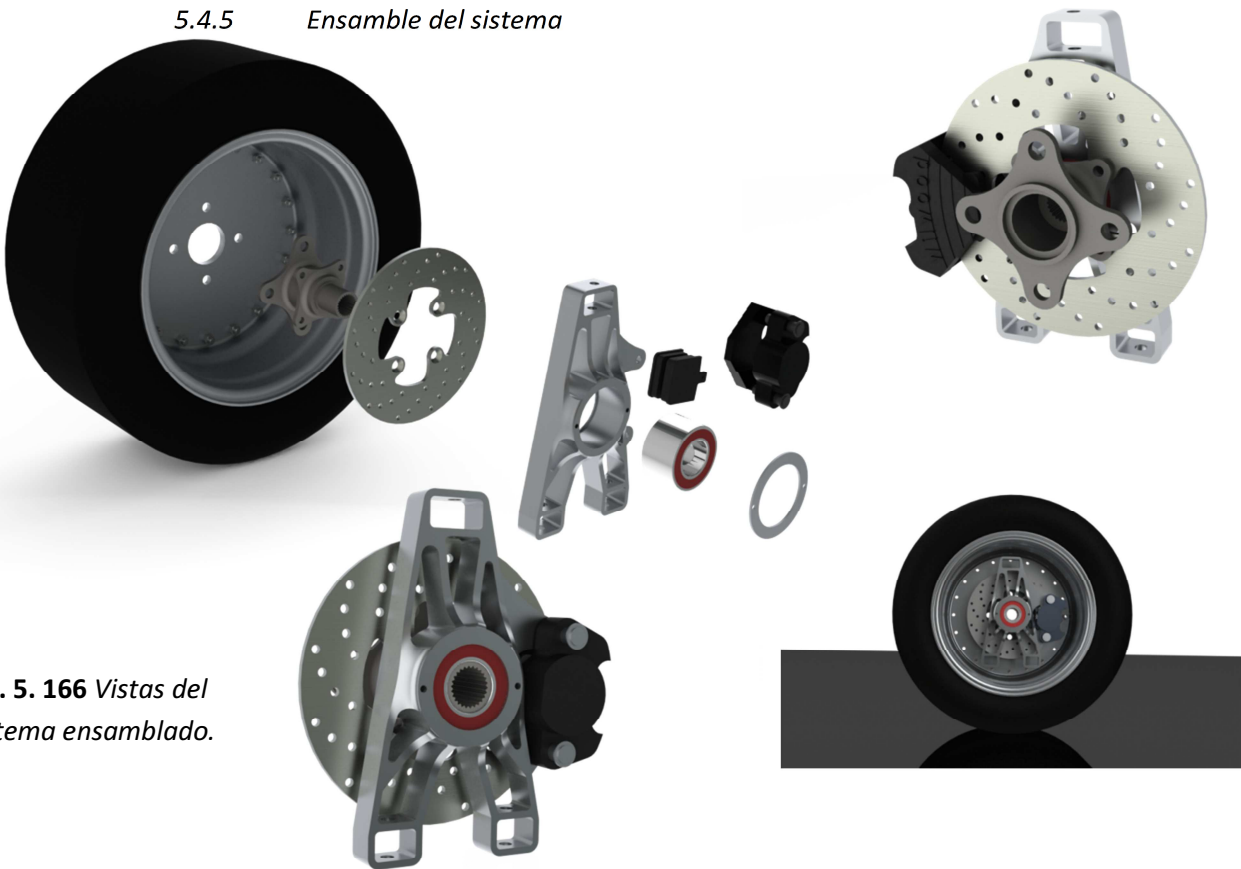


Fig. 5. 166 Vistas del sistema ensamblado.

6. Manufactura

Una vez concluidos y analizados los diseños del sistema se comenzó la etapa de manufactura. Los procesos de manufactura utilizados para las piezas fueron variados. Aunque las piezas delanteras y traseras son un poco distintas, comparten muchos procesos. A continuación se explicarán a grandes rasgos los procesos utilizados en cada pieza.

Mazas

Para las mazas se partió de un cilindro de Aluminio de 5" de diámetro y 10cm de longitud. El primer paso fue el desbaste grueso en torno de la sección sobre la que va el rodamiento. Se dejó inicialmente sobre material en la pieza que después fue acabada utilizando profundidades de corte más pequeñas para tener un mejor acabado. Para la parte donde apoya el rodamiento, como las máquinas herramienta utilizadas tienen mucho juego en todos sus controles se tuvo que aproximar a 34.5mm y de ahí se fue reduciendo poco a poco el diámetro hasta llegar a la medida, parando cada corte para medir con el rodamiento.



Fig. 6. 1 *Maquinado de las mazas en torno en las instalaciones de la FI.*

Terminando esa operación se volteó la pieza procurando centrarla lo mejor posible inicialmente y posteriormente utilizando técnicas enseñadas por los técnicos de precisión se centró por completo. Una vez centrada la pieza se comenzó con el desbaste de la ranura que hay entre los dos soportes principales. En esta parte surgieron algunos problemas de vibración ya que por la profundidad de la ranura, el buril tenía que estar muy largo y la distancia del soporte del buril a la

superficie de corte era muy grande. Esto se solucionó parcialmente con profundidades de corte más pequeñas.

Terminando la ranura se hizo el barreno central de $\frac{3}{4}$ " y 1" para las mazas delanteras y traseras, respectivamente. Para este barreno se debieron utilizar varias brocas comenzando por una pequeña ($\frac{1}{4}$ ") e incrementando el tamaño en pasos pequeños hasta llegar a la medida requerida. Esto se hace para facilitar el maquinado.

El resto del maquinado de la pieza se realizó por medio de un centro de maquinado vertical CNC y la programación del código fue realizada utilizando el módulo de maquinado del Software NX7. La pieza se montó en la máquina usando un chuck. El proceso de fresado de la forma de flor en las mazas se realizó con un cortador recto de $\frac{1}{2}$ " extra largo para evitar colisiones del husillo con la pieza. Para los barrenos de las sujeciones del disco de frenado y el rin primero se marcaron con una broca de centros y después se perforaron con la broca adecuada.

Adicionalmente, en las mazas traseras se machuelearon los hoyos de sujeción del rin ya que por diseño los birlos se atornillaron directamente a la maza. El machuelo utilizado fue de 12mm con un paso de 1.25. En las mazas delanteras se eligieron birlos que entran a presión en los barrenos de la maza y se sostienen mediante un estriado.

Finalmente para las mazas traseras se afiló un buril con las características del estriado de la flecha y se utilizó un proceso de cepillado y un cabezal divisor para realizar el maquinado.



Fig. 6. 2 Mazas delanteras terminadas.

Mangos

Para los mangos se utilizaron dos procesos de manufactura distintos para diferentes etapas del maquinado. La materia prima que se utilizó fue en forma de bloques de aluminio de 2" de grosor y 20cmx30.5cm.

Se comenzó cortando el contorno de la pieza y los cortes interiores por un proceso de corte por chorro de agua con uno de nuestros patrocinadores. En este proceso se dejó un sobre material de 1mm en todos los contornos porque al ser una placa de 2" de grosor, el chorro de agua puede sufrir desviaciones y dejar cortes chuecos.

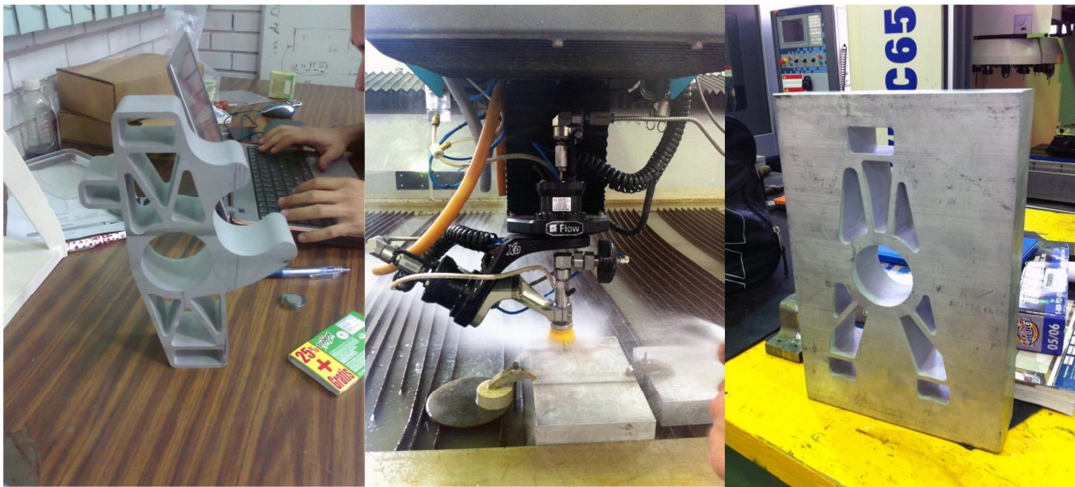


Fig. 6. 3 *Mangos delanteros y traseros durante el proceso de corte por chorro de agua.*

Una vez teniendo la pieza aproximada a las medidas se procedió al maquinado final que se realizó en un centro de maquinado vertical CNC. Una vez más la programación del código se realizó en el software NX7. La geometría de los mangos, en específico las superficies con curvas en 3D, generaron un nuevo reto ya que en las piezas de la temporada pasada no existieron este tipo de geometrías. Para realizar estos maquinados se utilizaron diversos cortadores. Para el proceso de desbaste grueso de material se utilizó un cortador recto de 1" de diámetro con recubrimiento TiN. Para este proceso de desbaste grueso se dejó también un sobre material de 1mm. Para acabados en superficies planas se utilizó nuevamente el cortador de 1" de diámetro con la diferencia de que las profundidades de corte eran mucho más pequeñas.

Para el maquinado de las superficies 3D Primero se usó un cortador recto de $\frac{1}{2}$ " que aproximó todos los niveles a 0.5mm de la superficie final. Al terminar este paso, la pieza tiene en lugar de una superficie suave, una serie de escalones de 0.5mm de altura. Una imagen de esto se muestra a continuación.



Fig. 6. 4 *Detalle de los escalones dejados en el desbaste grueso.*

Finalizado este proceso se utilizó un cortador de bola de $\frac{1}{2}$ " para realizar el acabado final. En este paso se corta la pieza a sus dimensiones finales con un espaciamiento entre pasadas de 0.1mm y como resultado se obtiene una superficie prácticamente lisa.

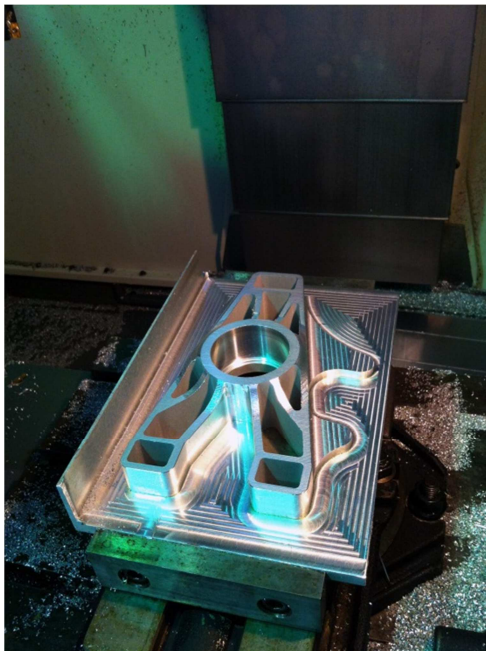


Fig. 6. 5 *Mangos durante el maquinado en fresa CNC en las instalaciones del CCADET (izq.) y el Instituto de Ingeniería (arriba).*

Discos de freno

Para los discos de freno se utilizó como materia prima 4 placas de acero de 1/4" de grosor y de 25cm de diámetro.

En las placas se realizó un corte por chorro de agua con la geometría del disco. Posteriormente se hizo el avellanado de los barrenos donde van los tornillos que lo sujetan a la maza.

Ya teniendo el disco de 0.25in de grosor se tiene que rectificar para llegar al grosor de 5mm de diseño. Para hacer esto se requiere que estén listas las mazas ya que el disco se rectificó en torno estando ensamblado a la maza, esto garantiza que el disco quede girando perfectamente con la maza y después de este proceso el disco rectificado queda hermanado a la maza y siempre se ensambla de la misma manera y utilizando la misma orientación.

7. Resultados y Recomendaciones

El objetivo de reducción de peso con respecto al año anterior se cumplió al obtener un sistema más ligero, con un diseño más pequeño, sin los problemas de interferencias entre componentes que se tuvieron en la temporada pasada.

A continuación se muestra una comparativa visual entre las piezas del año pasado y las de esta temporada. En ellas se puede ver claramente la evolución de los componentes hacia un coche más ligero. Una diferencia importante a notar es que en el mango trasero de la temporada pasada no hay soporte de mordaza de freno ya que para esa temporada se decidió utilizar un solo disco trasero montado en el diferencial.

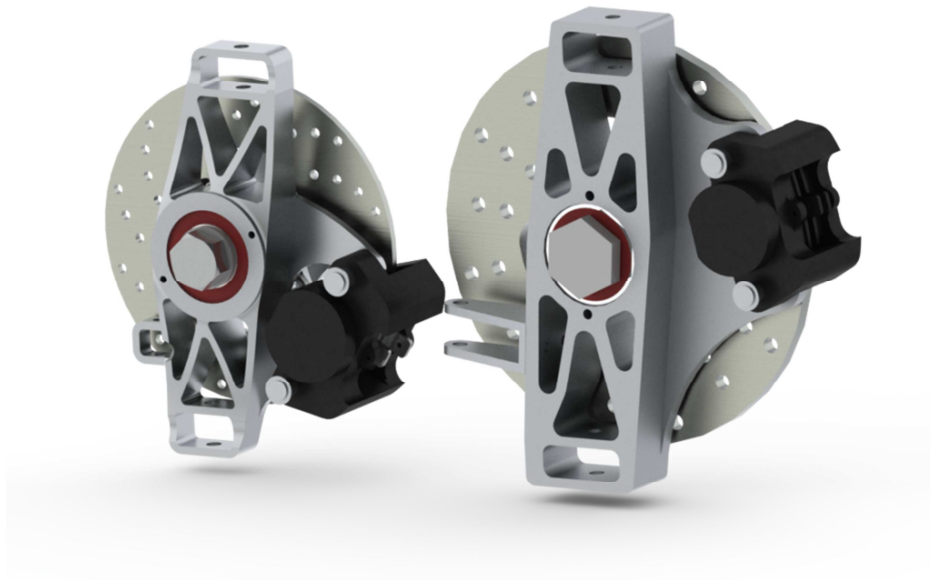


Fig. 7. 1 Comparación entre USM adelante. Diseño actual (lado izquierdo) y diseño anterior (lado derecho).

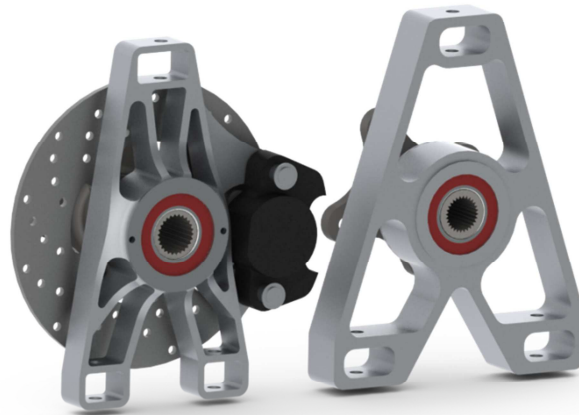


Fig. 7. 2 Comparación entre USM adelante. Diseño actual (lado izquierdo) y diseño anterior (lado derecho).

La reducción de masa en la parte delantera fue muy importante, pasó de 6159g el diseño anterior a 3440g el diseño actual.

En la parte trasera, por la razón mencionada anteriormente de que el diseño pasado no tenía el freno incluido en cada llanta trasera mientras que el diseño actual sí lo tiene, se tuvo un aumento de masa de 2524g el diseño anterior a 3647g el diseño actual. Esta masa ganada en el sistema fue removida de la masa total del ensamble del diferencial ya que para el diseño actual no requiere tener un soporte de disco ni el soporte del diferencial requiere el soporte de la mordaza, así que sí se tuvo una reducción de peso en general.

Para el sistema de frenado se tuvo una muy importante mejora en el desempeño general del sistema y no se tuvo problema alguno para pasar la prueba de frenado en la competencia. Además los pilotos comentaron que el pedal tiene un recorrido más adecuado y responde de mejor manera que el diseño anterior.

Sin embargo no todo fue mejora, al hacer las piezas más ligeras y con espesores de pared más delgados se compromete la resistencia mecánica de los mismos y para su análisis previo a la competencia sólo se realizaron análisis estáticos de las piezas. Esto tuvo como consecuencia que se pasaran por alto los efectos de fatiga en los materiales utilizados. Esto cobra especial importancia en las mazas porque al estar rotando todo el tiempo, las cargas que soporta cambia de sentido al menos una vez por revolución de la llanta, esto lleva a que el material sea especialmente vulnerable a los efectos de fatiga.

Esto se menciona porque durante la última parte de la prueba de resistencia en la competencia, la maza delantera izquierda falló catastróficamente, teniendo como consecuencia que la llanta

delantera izquierda saliera rodando libremente y que el vehículo quedara en 3 ruedas. Esto inmediatamente ocasionó que se abandonara la competencia.

Al recuperar la rueda perdida y ver en su interior, el lugar de la falla fue evidente, aún sujetos al rin se encontraban los 4 pétalos de la maza que fueron creados con la intención de reducir material.



Fig. 7. 3 Fotografía de la maza delantera fracturada.

Realizando un análisis de falla a grandes rasgos se puede determinar que la pieza falló por fatiga, en la imagen anterior se pueden observar tanto en la pieza desprendida como en la maza unas líneas curvas en un tono de gris oscuro. Estas líneas son ocasionadas por fallas internas que se van generando dentro del material. La forma de estas curvas indica que la oscilación de fuerzas que generó la fatiga no se dio por el torque de frenado sino por el momento que sufre la maza en la superficie que está en contacto con el rin. La zona color gris más claro en el centro de las zonas oscuras es el material que falló en el momento final del suceso. Esto quiere decir que conforme iba avanzando la prueba, la maza se iba debilitando cada vez más hasta que el material que estaba soportando las cargas se volvió tan poco (al haber avanzado la falla) que en una curva cerrada a la derecha en la que el momento generado es muy grande, se desprendieron estas pestañas que soportaban la carga.

Analizando desde más cerca la maza que falló saltó a la vista otro factor que contribuyó a la falla, el maquinado deficiente. Como se mencionó en la sección de manufactura, el maquinado de la ranura presentaba la dificultad de que al ser muy profunda, el buril comenzaba a vibrar al cortar. Esto ocasionó que el acabado superficial no fuera óptimo y que se generaran concentradores de esfuerzos en forma de pequeños defectos de maquinado.

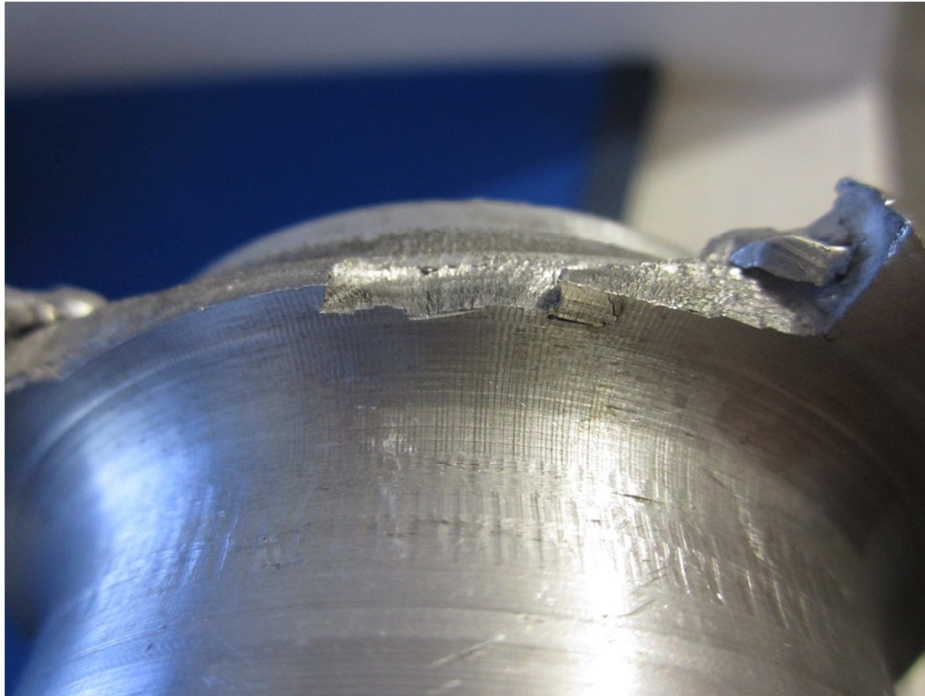


Fig. 7. 4 *Acercamiento del lugar de falla.*

En la imagen anterior son muy claras estas marcas de maquinado deficiente, inclusive se nota una que pasa justo por donde comenzó la falla en ese lugar.



Fig. 7. 5 *Fragmentos recuperados de la maza.*

7. Resultados y Recomendaciones

En esta imagen de los fragmentos recuperados, se puede ver que el patrón de falla de los tres es el mismo, lo que da indicación de que probablemente todos ellos fallaron durante la misma revolución de la rueda, comenzado por uno de ellos y siguiéndole los otros tres.

La manera de evitar este problema en diseños próximos puede venir de varios cambios. El más importante de ellos es realizar un buen maquinado para no generar concentradores de esfuerzos y quizás hasta realizar un granallado para eliminar esfuerzos residuales del maquinado.

Otro cambio que ayudaría a evitar este problema es modificar esa parte del diseño, al hacer la forma de flor para eliminar peso, se generaron puntos débiles en la pieza ya que al estar más expuestas estas pestañas tienden a tener mayor deformación. También ayudaría aumentar el grosor de este soporte.

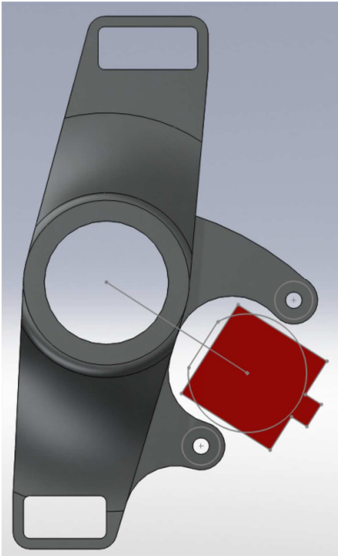
Un último cambio que podría servir sería utilizar un material con mayor resistencia a la fatiga, si se sigue pensando en aluminio, una mejora aleación para esta aplicación es la 7475 – T6, aunque es muy costosa y difícil de conseguir. Una segunda opción es la 7075 – T6 que aunque su resistencia a la fatiga es menor que la 7475, es más fácil de encontrar aunque su costo también es elevado.

Finalmente la raíz de este problema fue el haber omitido el análisis de fatiga en las piezas en el periodo de validación. Esto probablemente hubiera dado alguna indicación de que el diseño no era el adecuado.

Para el sistema de frenado, la recomendación es utilizar el material correcto para los discos porque, aunque el acero que se utilizó funcionó adecuadamente, si se consigue el proveedor de maquinado y rectificado de discos en fundición gris, se ahorraría mucho tiempo de maquinado de discos que es complicado.

En cuanto a los rines la recomendación es conseguir suficientes recursos para adquirir rines más ligeros y estéticos ya que los que fueron utilizados este año eran un poco pesados y además al ser el centro una placa de aluminio, afecta en el enfriamiento del sistema de frenado. Y hay que recordar que la competencia también involucra la parte de que el vehículo sea atractivo para un cliente potencial y los rines juegan un papel muy importante en la precepción general del vehículo.

En los mangos se cometió un error de diseño, aunque afortunadamente se logró detectar y corregir a tiempo, es un error que es muy fácil de evitar en la etapa de diseño. El problema consistió en que al diseñar el soporte de la mordaza, aunque se dejó el espacio necesario para que las balatas cupieran bien, no se tomó en consideración que ese soporte debe mantener a las balatas en su lugar, es decir, el soporte debe impedir que exista juego en la balata.



En esta imagen se ve dicho espacio innecesario. Y la consecuencia de tener ese espacio es que la balata va a tener juego lateral y va a estar moviéndose de un lado a otro mientras el vehículo avanza. Y en cuanto se aplique una fuerza sobre ella para frenar, ésta va a tener un impacto contra el soporte de la mordaza para tratar de evitar el giro del disco.

Fig. 7. 6 Error en los mangos.

8. Conclusiones

El proyecto que se presentó en la presente tesis cumplió parcialmente sus objetivos, pues aunque cumplió de excelente manera con el objetivo de disminuir el peso del sistema, hubo problemas de confiabilidad del sistema. Las interacciones con los demás sistemas fueron estudiadas y se adaptó el diseño para que dicha interacción resultara libre de problemas.

La Facultad de Ingeniería de la UNAM, representada por el equipo de alumnos que diseñó y construyó este prototipo, logró participar y competir por segundo año consecutivo en la máxima competencia de ingeniería automotriz a nivel estudiantil en el mundo. Dicha participación brinda a sus estudiantes una oportunidad única de vivir una experiencia real de trabajo en la que los conocimientos adquiridos en el aula son directamente aplicados en el diseño de un vehículo de carreras.

Este documento de tesis servirá a futuras generaciones de alumnos que participen en esta competencia para que tengan bases a partir de las cuales puedan comenzar a diseñar tomando en cuenta los errores y aciertos que se han cometido a lo largo de esta temporada y así se llegue a una constante mejora en los prototipos desarrollados a futuro.

Un beneficio muy importante que aporta este proyecto es que como la competencia está basada en otro país y el idioma utilizado en la competencia el inglés, los estudiantes que participan en ella son obligados a defender su diseño ante jueces que lo cuestionan en un idioma diferente a su lengua natal y esto hace que el estudiante madure y aprenda a enfrentar situaciones difíciles con temas relacionados con la ingeniería.

9. Bibliografía

Formula SAE Website.

(<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/about.htm>)

2011 Formula SAE Rules

(<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2011fsaerules.pdf>)

Miliken, W. F. (1995), RACE CAR VEHICLE DYNAMICS, SAE Publications.

Smith, Carrol (1978), TUNE TO WIN, Aero Publishers

Gillespie, Thomas, FUNDAMENTALS OF VEHICLE DYNAMICS, SAE Publications

Formula SAE Forums

(<http://fsae.com/eve>)

StopTech Technical Papers

(http://www.stoptech.com/tech_info/tech_white_papers.shtml)

MatWeb: Online Materials Information Resource

(www.matweb.com)